

**VŠB – Technická univerzita Ostrava**  
**Fakulta strojní**  
**Katedra energetiky**

**Využití odpadního tepla z krokové pece**

**Lost Heat Utilization of Walking Beam Furnace**

**Student:** Bc. Richard Bolek  
**Vedoucí diplomové práce:** Ing. Jan Matoušek, Ph. D.  
**Ostrava, 2010**

## Zadání diplomové práce

Student:

**Bc. Richard Bolek**

Studijní program:

N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor:

2302T006 Energetické stroje a zařízení

Téma:

Využití odpadního tepla z krokové pece  
Lost Heat Utilization of Walking Beam Furnace

Zásady pro vypracování:

1. Popis stávající technologie a technických možností využití tepla spalin .
2. Vypočet množství spalin a tepelný spád pro využití ve spalinovém kotli.
3. Návrhněte rozšíření výměníku tepla spalínového horkovodního kotle s jmenovitým spádem 130/90oC.
4. Hydraulický a aerodynamický výpočet výměníku s návrhem spalínového ventilátoru a oběhového čerpadla.

Výkresová dokumentace měla obsahovat:

1. Výkresovou dokumentaci výměníku tepla.
2. Výkresovou dokumentaci sestavy kotle.

Seznam doporučené odborné literatury:


- [1] KRBEK.J.*Strojní zařízení tepelných centrál.* Brno. 1999
- [2] RAŽNJEVIČ.K.*Termodynamické tabulky.* Zagreb. 1975
- [3] DLOUHÝ.T.*Výpočty kotlů a spalínových výměníků.* Praha. 2005
- [4] ČERNÝ.V.*Parní kotle a spalovací zařízení.* Praha.1975
- [5] [www.trz.cz](http://www.trz.cz)

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

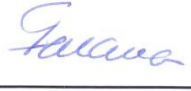
Vedoucí diplomové práce: **Ing. Jan Matoušek, Ph.D.**

Datum zadání: 18.12.2009

Datum odevzdání: 21.05.2010

  
prof. Ing. Pavel Kolat, DrSc.  
vedoucí katedry



  
prof. Ing. Radim Farana, CSc.  
děkan fakulty

### **Prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny podklady a literaturu.

V Ostravě .....

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. - autorský zákon, zejména §35 - užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 - školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB - TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB – TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce.
- souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci, obsažené v záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé diplomové práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB - TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB - TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo - diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB - TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB -TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).

V Ostravě.....

.....

plné jméno diplomata

## **ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE**

Bolek, R. Návrh rekonstrukce spalínového kotle v Třineckých železárnách. Ostrava: katedra energetiky, Fakulta strojní VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2010, 65 s.

Diplomová práce, vedoucí: Matoušek, J.

Diplomová práce se zabývá návrhem rekonstrukce spalínového kotle za krokovou pecí v Třineckých železárnách. Spalínový kotel nedodává požadovaný výkon, cílem této práce je proto navrhnout takové řešení, aby byly splněny garantované hodnoty kotle.

V práci je proveden tepelný výpočet kotle, zjištěn a je navrhuta dodatková plocha výměníku pro zajištění požadovaného výkonu. Dále jsou provedeny výpočty ztrát na straně spalín a na straně vody pro výběr spalínového ventilátoru a čerpadla. Přiložená výkresová dokumentace obsahuje konstrukční řešení dodatkové plochy výměníku a sestavy kotle.

## **ANNOTATION OF THESIS**

Bolek, R. Proposal of Boiler Retrofitting in Třinecké železářny. Ostrava: Department of Power Engineering, Faculty of Mechanical Engineering VŠB-Technical University of Ostrava, 2010, 65 p. Thesis, head: Matoušek, J.

Thesis is dealing with proposal of boiler retrofitting behind the walking beam furnace in Třinecké železářny. Exhaust heat-boiler does not supply required power, the point of this thesis is to propose a solution to realize guarantee-values of boiler.

There is performed thermal calculation in this thesis and propose extra-surface of exchanger to guarantee required power. There are performed calculations of heat losses on the side of exhaust and on the side of water for selection of exhauster and water pump. Applied drawing documentation contains constructional solution of exchangers extra-surface and of boiler formation.

## Obsah

Seznam použitých značek .....	8
1. Úvod.....	10
2. Možnosti využití tepla spalín .....	10
2.2 Možnosti využití odpadního tepla .....	10
2.3 Podmínky využívání odpadního tepla spalín .....	11
2.4 Využití odpadního tepla spalín.....	12
3. Výměníky tepla .....	12
3.1 Klasifikace výměníku.....	13
3.1.1 Rozdělení podle způsobu přenosu tepla .....	13
3.1.2 Rozdělení podle účelu a použití .....	13
3.1.3 Rozdělení podle toku tekutin .....	13
3.1.4 Rozdělení podle konstrukce .....	14
4. Kotle na odpadní teplo .....	18
4.1 Kotle na odpadní teplo bez přitápění .....	18
4.2 Kotle na odpadní teplo s přitápěním .....	19
5. Popis kotelního zařízení K3 .....	20
6. Výsledky garančních zkoušek na kotli K3 .....	22
7. Početní ověření výkonu výměníku kotle K3 .....	23
7.1 Množství složek ve směsném plynu.....	25
7.2 Stechiometrie .....	27
7.3 Měrná tepelná kapacita spalín.....	29
7.4 Tepelné vodivost spalín.....	30
7.5 Dynamická viskozita spalín .....	31
7.6 Hustota spalín.....	32
7.7 Sdílení tepla hladkotrubné části výměníku .....	33
7.7.1 Součinitel přestupu tepla na straně vody .....	33
7.7.2 Součinitel přestupu tepla na straně spalín .....	34
7.7.3 Součinitele prostupu tepla hladkotrubné části.....	36
7.8 Sdílení tepla žebrované části výměníku .....	37
7.8.1 Součinitel přestupu tepla na straně vody .....	37
7.8.2 Součinitel přestupu tepla na straně spalín .....	38
7.8.3 Součinitel prostupu tepla žebrované části .....	40
7.9 Střední logaritmická teplota .....	41
7.9.1 Střední logaritmická teplota pro protiproud .....	41
7.9.2 Střední logaritmická teplota pro souproud .....	42
7.9.3 Konečná střední logaritmická teplota hladkotrubné části .....	43

7.9.4	Konečná střední logaritmická teplota žebrované části .....	43
7.10	Výkon výměníku kotle K3 .....	44
7.10.1	Porovnání s naměřenou a garantovanou hodnotou: .....	44
8.	Návrh dodatkové plochy výměníku kotle K3 .....	45
8.1.	Součinitel přestupu tepla na straně vody .....	45
8.2.	Součinitel přestupu tepla na straně spalín .....	46
8.3.	Součinitele prostupu tepla .....	47
8.4.	Střední logaritmická teplota .....	47
8.5.	Plocha a délka trubek dodatkové plochy výměníku: .....	48
8.6.	Konstrukční řešení dodatkové plochy výměníku .....	49
9.	Aerodynamický výpočet nové sestavy kotle K3 .....	49
9.1.	Tlaková ztráta třením .....	49
9.2.	Tlaková ztráta místní .....	50
9.3.	Tlaková ztráta trubkového svazku .....	52
9.3.1.	Ztráta hladkotrubného svazku .....	52
9.3.2.	Ztráta žebrovaného stávajícího svazku: .....	52
9.3.3.	Ztráta žebrovaného dodatkového svazku: .....	53
9.3.4.	Celková ztráta žebrovaného trubkového svazku: .....	54
9.4.	Výpočet celkové tlakové ztráty na straně spalín .....	54
9.5.	Výběr ventilátoru .....	54
9.5.1.	Přepočet tlakové ztráty na provozní charakteristiku ventilátoru .....	55
10.	Hydraulický výpočet nové sestavy kotle K3 .....	56
10.1.	Výpočet hydrostatického tlaku .....	56
10.2.	Výpočet dynamického tlaku .....	57
10.3.	Výpočet tlakové ztráty třením .....	59
10.4.	Výpočet tlakové ztráty místní .....	61
10.5.	Celková tlaková ztráta na straně vody .....	62
10.6.	Výběr čerpadla .....	62
11.	Závěr .....	63
12.	Seznam použité literatury .....	65

## Seznam použitých značek

$C$	koncentrace	[1]
$L$	délka trubky	[m]
$Nu$	Nusseltovo číslo	[1]
$Pr$	Prandtlovo číslo	[1]
$Q$	výkon	[W]
$Q_i$	výhřevnost	[kJ/kg.K]
$Re$	Reynoldsovo číslo	[1]
$S$	plocha	[m <sup>2</sup> ]
$T$	termodynamická teplota	[K]
$V_{sp}^s$	objem spalín suchých	[m <sup>3</sup> /m <sup>3</sup> ]
$V_{sp}^{vl}$	objem spalín vlhkých	[m <sup>3</sup> /m <sup>3</sup> ]
$V_{vz}^s$	objem vzduchu suchého	[m <sup>3</sup> /m <sup>3</sup> ]
$V_{vz}^{vl}$	objem vzduchu vlhkého	[m <sup>3</sup> /m <sup>3</sup> ]
$c_p$	měrná tepelná kapacita	[kJ/kg.K]
$d$	průměr	[m]
$h$	výška žebra	[mm]
$h_{tr}$	výška trubky	[m]
$k_h$	součinitel prostupu tepla hladké trubky	[W/m.K]
$k_{\dot{z}}$	součinitel prostupu tepla žebrované trubky	[W/m <sup>2</sup> .K]
$n$	přebytek vzduchu	[1]
$n_{pater}$	počet pater trubek	[1]
$n_{\dot{z}}$	počet žeber	[1]
$s_1$	příčná rozteč trubek	[mm]
$s_2$	podélná rozteč trubek	[mm]
$t$	teplota	[°C]
$t_{stř}^{log}$	logaritmická střední teplota	[°C]
$u_{\dot{z}}$	vzdálenost mezi žebry	[1]
$w$	rychlost	[m/s]
$x$	množství složky ve směsném plynu	[1]
$a$	součinitel přestupu tepla	[W/m <sup>2</sup> .K]
$\Delta p_d$	tlaková ztráta dynamická	[Pa]
$\Delta p_h$	tlaková ztráta hydrostatická	[Pa]
$\Delta p_m$	tlaková ztráta aerodynamická místní	[Pa]



$\Delta p_{zm}$	tlaková ztráta hydraulická místní	[Pa]
$\Delta p_{zt}$	tlaková ztráta hydraulická třením	[Pa]
$\Delta p_{\lambda}$	tlaková ztráta aerodynamická třením	[Pa]
$\delta_z$	tloušťka žebra	[mm]
$\lambda$	součinitel tepelné vodivosti	[W/m.K]
$\mu$	součinitel dynamické viskozity	[Pa.s]
$v$	vlhkost vzduchu	[1]
$\rho$	hustota	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\zeta$	součinitel místních ztrát	[1]

# 1. Úvod

Třinecké železářny jsou dnes hutním podnikem s uzavřeným hutním výrobním cyklem, jejichž hlavní výrobní program tvoří dlouhé válcované výrobky. Změna politického systému v Československu v roce 1989 vedla k postupné privatizaci Třineckých železáren. V roce 1991 byly Třinecké železářny převedeny na státní akciovou společnost. V průběhu let 1994–1996 byla kapitálová účast státu v železárnách postupně snižována. Od roku 1996 jsou Třinecké železářny zcela odstátněny a jejich majoritním vlastníkem je akciová společnost Moravia Steel. Součástí skupiny Třinecké železářny – Moravia Steel jsou další dceřiné společnosti, které vznikly v průběhu procesu restrukturalizace Třineckých železáren a také nové akvizice. Mezi nejvýznamnější patří Energetika Třinec, a.s., Strojírny Třinec, a. s., Slévárny Třinec, a. s., Refrasil, s. r. o., Řetězárna, a. s., Sochorová válcovna TŽ, a. s., Ferromoravia, s. r. o. a Vítkovice Válcovna trub a.s.

Ve své diplomové práci se zabývám využitím citelného neboli odpadního tepla spalin za krokovou pecí v Třineckých železárnách. Tento podnik je jedním z největších producentů oceli a výrobků v České republice. Při této výrobě vznikají i odpadní plyny, které jsou následně využívány ke spalování v hutních agregátech. Tyto zařízení produkují hodně spalin s citelným teplem, které se ne vždy využívá. Toto teplo v některých případech uniká komínem přímo do atmosféry. Moje práce se zabývá citelným teplem, které vzniká za krokovou pecí na provozu kontidrátové tratě tzv. Válcovny D. Tímto problémem se v TŽ zabývá Energetika Třinec, která je dceřinou společností.

Hlavním předmětem této diplomové práce je ověřovací výpočet garantovaného výkonu spalínového horkovodního kotle K3 zařazeného na výstupu spalin za krokovou pecí a následný vhodný návrh rozšíření výměníku samotného kotle s jmenovitým spádem 130/90°C s návrhem spalínového ventilátoru a oběhového čerpadla.

## 2. Možnosti využití tepla spalin

### 2.2 Možnosti využití odpadního tepla

Jednou z možností snižování nákladů je využití odpadního tepla, které vzniká jednak při provozu primárních tepelných zdrojů, jako jsou například plynové kotle, jednak při provozu technologických zařízení, která jsou určena k tepelnému zpracování výrobků, jako jsou žíhací pece, sušárny, keramické pece. Všechna tato zařízení produkují teplé spaliny, které

odchází do komína, nebo ohřátý vzduch, který mnohdy není dále využíván a bez užitku je vypouštěn do okolního prostředí. Mnohé stávající plynové kotle i některé plynové kotle nové konstrukce nejsou dosud vybaveny ekonomizérem pro využití spalin. Spaliny odcházející do komína bez dalšího využití mají pak teplotu překračující 200°C. Vřazením ekonomizéru do proudu spalin vznikne dodatečná teplosměnná plocha, jejímž prostřednictvím lze využít odpadní teplo například k predehřevu vratné vody nebo k ohřevu teplé užitkové vody.

Možností využití je řada a pro každý tepelný zdroj lze podle místních podmínek najít optimální řešení. Snaha o dosažení úspor energie, využívání odpadního tepla a netradičních energetických zdrojů je celosvětově aktuální otázkou prakticky od dob světové energetické krize. Vyžaduje nejen optimální využívání surovin, materiálů a energií, ale i racionálních technologií. K optimalizaci všech tepelných procesů je nutno přistupovat s patřičnou zodpovědností a náročností s cílem minimalizovat ztráty. Týká se to nejen nových zařízení, ale i existujících, u nichž je třeba kontrolovat hospodárnost jejich provozní činnosti. Přitom je důležité si všimnout, jak kvalitně a efektivně pracuje zařízení tepelného procesu, zda je možná úspora energie nebo zpětné získávání tepla, případně zda by bylo pro zkoumaný tepelný proces hospodárnější použít novou technologii.

### Ochrana životního prostředí

Technické prostředky k využívání spalného tepla ve spalovací technice představují důležitý podíl v úspoře energie a při ochraně životního prostředí. V posledních dvou desetiletích se ve světě vyvinula, postupně uvedla do provozu a zdokonalila zařízení, která tento proces využívání spalného tepla zaručují. Jsou to prostředky, které zabezpečí vysoký stupeň využití energie a sníží emise škodlivých látek do ovzduší. V této souvislosti musíme podotknout, že se téměř výlučně aplikují na plynofikované zdroje tepla.

## **2.3 Podmínky využívání odpadního tepla spalin**

- Množství potřebné vody a časový harmonogram spotřeby vody.
- Ekonomické hledisko.
- Množství a teplota spalin

## **2.4 Využití odpadního tepla spalin**

Využití odpadního tepla odcházejících spalin je nejvíce využíváný. Vyskytuje se skoro ve všech hutních provozech. To, že se hutní provozy snaží o co největší využití tohoto tepla, se příznivě odrazilo ve zvýšení účinnosti pecí.

Pro předehřívání spalovacího vzduchu a plynu používáme rekuperátory, nebo regenerátory. Rekuperátory mají velkou výhodu, protože jejich provoz je trvalý a spaliny i ohřívané médium (vzduch nebo plyn) proudí stále stejným směrem a stejnými prostory. Proud spalin a média je oddělen stěnou rekuperátoru. Teplo spalin se také předává ohřívánému médiu.

U regenerátoru proudí prostorem horké spaliny a v následujícím časovém intervalu potom vzduch. Vzduch se ohřívá stykem s předehřátým prostorem, který se tímto ochlazuje. Střídá se tak předehřívání a ochlazování a v závislosti na čase se mění teplota i předehříváného média.

## **3. Výměníky tepla**

Výměník tepla je zařízení pro předávání tepla (výměna tepla) mezi jednotlivými pracovními médii. Patří mezi nejstarší a nejpoužívanější strojní zařízení v energetice. Ve výměníku tepla probíhají různé tepelné procesy, jako například změna teploty, kondenzace, tavení, tuhnutí atd. Kromě toho se používají k předávání tepelné energie pro energetické nebo teplárenské účely pomocí proudících teplosměnných médií, což jsou látky, které předávají teplo.

Výměníky tepla lze klasifikovat dle způsobu použití (ohříváče, vařáky, kondenzátory), dle počtu a uspořádání proudů (výměna tepla mezi dvěma nebo více médii), dle charakteru výměny tepla (bez změny či se změnou fáze) nebo dle počtu teplosměnných ploch (směšovací výměníky), kde žádné teplosměnné plochy nejsou (media se mísí), regenerační výměníky s jedinou teplosměnnou plochou, kterou střídavě omývá teplý a chladný proud (využívá se akumulované teplo) a konečně kontinuální rekuperační výměníky, u nichž jsou proudy odděleny stěnou teplosměnnou plochou.

### 3.1 Klasifikace výměníku

#### 3.1.1 Rozdělení podle způsobu přenosu tepla

- a) Konvekční výměník: o způsob předání tepla rozhoduje hlavně proudění medií. Teplota spalin na vstupu je přibližně 700 – 800 °C. Jsou to lité rekuperátory a mohou být jehlované nebo žebrované. Výhodou těchto rekuperátorů je dosti rozvinutá teplosměnná plocha.

rekuperátor jehlový: max. přestup tepla  $k=120 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$

rekuperátor žebrovaný – max. přestup tepla  $k=40 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$

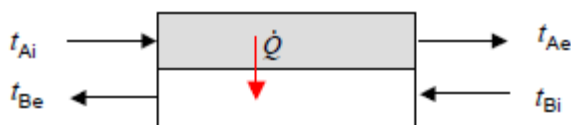
- b) Sálavý výměník: většina tepla se předá sáláním a teplota spalin na vstupní straně je 800 – 900 °C.
- c) Kombinovaný výměník: kombinace konvekčního a sálavého přestupu tepla. Teplota spalin se nedá přesně vymežit.

#### 3.1.2 Rozdělení podle účelu a použití

- a) Ohříváky – ohřívané médium zvyšuje svou teplotu, aniž by došlo ke změně fáze, např. spalinové ohříváky vody.
- b) Chladiče – ochlazované médium snižuje svou teplotu. Nedochází ke změně fáze.
- c) Výparníky – ohřívána kapalina se mění v páru.
- d) Přehříváky – slouží ke zvyšování teploty mokré syté nebo přehřáté páry.
- e) Parní generátory – soustava výměníku (ohříváků, výparníku a přehříváků), které slouží k získání syté páry (přehřáté páry) páry z kapaliny.
- f) Sušárny – přísunem tepla dosahujeme snížení vlhkosti v pevné fázi.

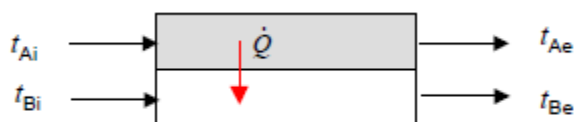
#### 3.1.3 Rozdělení podle toku tekutin

- a) Protiproud



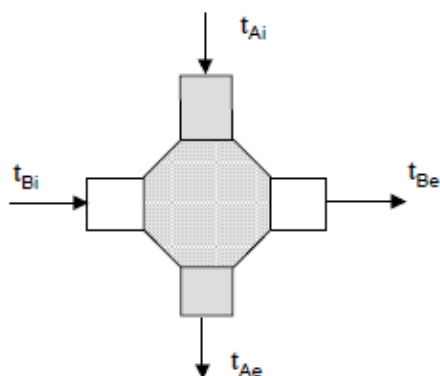
obr.1. Protiproud

b) Souproud



obr. 2. Souproud

c) Křížový tok



obr. 3. Křížový tok

teplota t: A-teplejší; B-chladnější; i-vstup; e-výstup

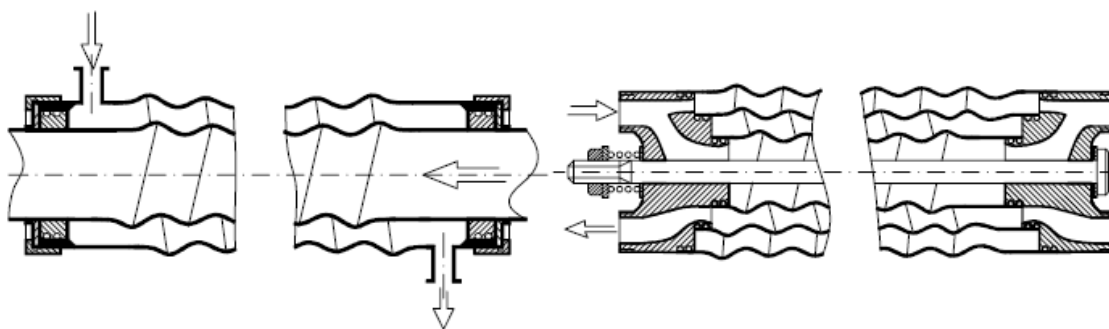
### 3.1.4 Rozdělení podle konstrukce

a) Výměníky typu trubka v trubce

Obě média proudí souběžně (souproud nebo protiproud) v trubce nebo mezidruhovém prostoru (či prostorech). Maximální teploty jsou u těchto konkrétních typů výměníků 180 až 200°C, max. tlaky 5MPa.

Existuje řada různých uspořádání, např. ve formě dvoutrubek stočených do spirály či šroubovice, často se používají žebrované trubky. Jako další prostředky zvyšování součinitele přestupu tepla se v laminárním režimu osvědčují vložky ve formě zkroucených pásků, nebo zvlněné plechové pásy orientované ve směru osy trubky. Drátěné vložky, které působí jako rušiče mezní vrstvy, mohou přestupy tepla ovlivnit jen v turbulenci, eventuálně při kondenzaci.

Svařované plášťové dvoutrubkové výměníky jsou vhodné pro nejnáročnější aplikace (nejvyšší tlaky, teploty a požadavky na těsnost).

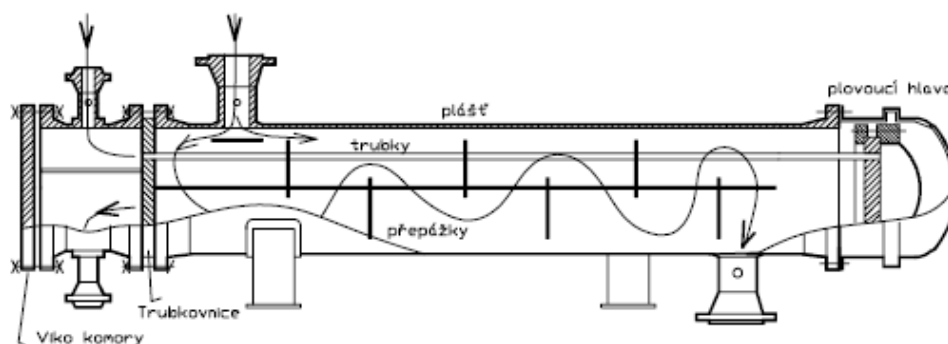


obr. 4. Výměník typu trubka v trubce

#### b) Výměníky trubkové - kotlové

Trubkové výměníky též kotlové jsou již dlouhá léta nejčastějším typem výměníku, který je vhodný i pro vysoké tlaky a teploty. Tyto typy výměníku jsou univerzální, použitelné pro kapaliny i plyny. Vzájemná orientace proudů se v jednotlivých partiích výměníku mění, záleží na vedení toku v mezitrubkovém prostoru-plášti, který může být rozdělen podélnými i příčnými přepážkami. Směr proudění v trubkách se rovněž může měnit-jeho orientaci určují dělicí přepážky v rozdělovacích komorách-hlavách výměníku.

Výměník na následujícím obrázku, má přední komoru rozdělenou přepážkou, takže horní polovinou trubek proudí tekutina zleva doprava, v pravé hlavě se proud obrací a dolními trubkami teče zprava doleva, protože druhé médium se v plášti výměníku přemísťuje zleva doprava, dochází v horní polovině výměníku k souproudu a v dolní polovině k protiproudu teplosměnných medií. Uspořádání proudů vyjadřuje označení 1-2, což znamená jeden chod v plášti a dva chody v trubkách.



obr. 5. Kotlový výměník

### c) Výměníky deskové

Média proudí ve štěrbinách mezi na sobě naskládanými deskami, které jsou profilovány tak, aby přestup tepla byl co nejvyšší a současně aby nedocházelo k nadměrnému zanášení teplosměnných ploch, běžně se dosahují prostupy tepla  $3500$  až  $7500 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ , 2 krát více než u spirálových výměníků, ještě výraznější než u spirálových výměníků je snížení hranice přechodu do turbulence  $Re_{\text{krit}}$  cca  $50$  až  $200$ . Pro deskové výměníky je typické to, že ve srovnání s trubkovými výměníky jsou podstatně méně náchylné na zanášení.

Typická deska výměníku je vylišována z nerezového plechu a má v rozích čtyři otvory, pro každý kanál jsou vždy dva otvory funkční a druhé dva oddělené od průtočného kanálu těsnicí lištou. Způsob těsnění, stejně jako tvarování desek je předmětem soustavného vývoje – (ne)těsnost deskových výměníků je totiž hlavním důvodem jejich menšího rozšíření v chemickém průmyslu. Jinde však dominují – především díky své kompaktnosti, láci – deskové výměníky vychází až o řád levněji než výměníky trubkové. Deskové výměníky jsou vhodné i pro velmi agresivní prostředí, protože přední výrobci dodávají desky nejen z nerezové oceli, ale i z titanu a uhlíkových kompozitů.

Jisté omezení použitelnosti deskových výměníků představují teploty. Přípustné tlaky jsou u těsných výměníků max.  $2,5 \text{ MPa}$ . Deskové výměníky se vyrábějí i v nerozebíratelném provedení, pájené nebo svařované a používají se ve výměníkových stanicích rozvodu tepla a v technice chlazení (kondenzátory). Pájené výměníky mají přípustný přetlak  $3 \text{ MPa}$  a maximální teploty až  $200^\circ\text{C}$ . Svařované výměníky jsou určeny pro tlaky  $4 \text{ MPa}$  a teploty  $300^\circ\text{C}$ .

### d) Výměníky spirálové

Na rozdíl od trubkových výměníků, patří spirálové výměníky do kategorie výměníků deskových. Obě media proudí (zpravidla v protiproudu) ve spirálově zakřivených kanálech, přičemž zakřivení zvyšuje intenzitu přestupu tepla a současně snižuje kritickou hodnotu  $Re$  přechodu do turbulence.

Nevýhodou, stejně jako u všech deskových výměníků, je omezení tlaků a u některých starších provedení možnost netěsností. Spirálové výměníky jsou kompaktnější než trubkové – mají při daném zastavěném objemu větší teplosměnnou plochu. Mezi hlavní přednosti však



patří relativně nízké tlakové ztráty a velmi malý sklon k zanášení. Tyto vlastnosti umožňují použití spirálových výměníků pro ohřev vláknitých materiálů ve zpracovatelském průmyslu, metalurgii a samozřejmě v průmyslu potravinářském.

e) Výměníky se stíraným povrchem

Pro zpracování vysoce konzistentních prstovitých látek, které nezvládnou deskové nebo spirálové výměníky, popřípadě když se požaduje zpracování látek termolabilních, musí se volit výměníky s teplosměnnou plochou, která je stírána rotujícími noži. tyto výměníky se nazývají rotátory a příkladem jejich řešení je Contherm fy. Alfa Laval. Výhody rotátorů se projevují hlavně v potravinářských technologiích, např. při zmrazování krémů, k zašlehávání interních plynů při výrobě pěn atd.

f) Deskožebrové kompaktní výměníky

Pod pojmem kompaktní výměník se zpravidla rozumí výměník s měrnou teplosměnnou plochou větší než  $700\text{m}^2/\text{m}^3$ . Takto vysokých hodnot specifického povrchu dosahují až deskožebrové výměníky, které se používají spíše jen pro plyny a nižší tlaky (do 1 MPa). zcela vyloučena jsou media korozní nebo s tendencí k zanášení. Rozsah pracovních teplot bývá naopak poměrně široký, od teplot kryogenních až po  $200^\circ\text{C}$  u pájených nebo cca  $800^\circ\text{C}$  u svařovaných výměníků. Kromě naznačeného uspořádání s křížovým tokem se lze setkat i s protiproudým nebo souprroudým provedením deskožebrových výměníků. Pro vyšší tlaky (3 MPa) jsou vhodnější výměníky trubkožebrové, ovšem jejich specifický povrch bývá výrazně nižší. Výhodou deskožebrových výměníků je relativně nízká cena.

g) Regenerační výměníky

Jsou buď statické, nebo rotační. Statické regenerační výměníky jsou tvořené jedním nebo více absorbéry tepla, kterými střídavě protéká chladné a teplé medium. Doba přepínání sekcí absorbéru je dána dobou průchodu tepelné vlny od vstupu do výstupu absorbéru. Za předpokladu, že bychom zanedbali axiální vedení tepla v náplni absorbéru, popisují nestacionární teplotní pole hyperbolické diferenciální rovnice a z jejich charakteristik se dá

stanovit rychlost šíření teplotní vlny  $u = \frac{M_G \cdot c_{pG}}{m_S \cdot c_{pS}}$  kde  $M_G$  je hmotnostní průtok plynu,  $c_{pG}$ ,  $c_{pS}$

měrná tepelná kapacita plynu, resp. materiálu výplně, a konečně  $m_S$  je hmotnost výplně

vztažená na metr délky absorberu. Rychlost šíření teplotní vlny může být velmi vysoká, statické regenerátory jsou třeba klíčovým prvkem Stirlingova motoru.

Rotační regenerační výměníky mají absorbující vrstvu uloženou otáčejícím se bubnu, jehož jednou polovinou protéká ve směru osy bubnu horký plyn a druhou polovinou studený vzduch. tyto typy výměníků se používají prakticky výhradně pro plyny, protože jejich tepelná kapacita je relativně malá.

## **4. Kotle na odpadní teplo**

Kotle na odpadní teplo (spalinové) podle konstrukce dělíme na:

- a) Žárotrubné
- b) Vodotrubné

Typické pro kotle na odpadní teplo je, že přehřívač páry na rozdíl od klasických palivových kotlů je umístěn před vlastní odparnou plochou. Je to z důvodu nízkých teplot na vstupu do kotle, aby byla zajištěna dostatečná teplota přehřáté páry. Tyto kotle mohou být také konstruovány jako:

- a) Bez přitápění
- b) Z přitápěním

### **4.1 Kotle na odpadní teplo bez přitápění**

- a) Žárotrubný kotel na odpadní teplo

Používají se zejména v případě silně znečištěných spalin a jako kotle menších výkonů. Výkon kotle je 1,0 až 10 t.h<sup>-1</sup>. Jsou konstruovány pro sytou i přehřátou páru. Teplota spalin na vstupu do kotle je 500 až 600 °C, tlak páry okolo 1 MPa, teplota páry 200 až 300 °C. Prakticky je tento kotel konstruován jako klasický kotel žárotrubný, s tím rozdílem že nemá spalovací komoru a jako první teplosměnná plocha je zařazen přehřívač páry.

- b) Vodotrubný kotel na odpadní teplo

Tyto kotle se staví jako:

- jednotahové - vertikální nebo horizontální
- dvoutahové

## **4.2 Kotle na odpadní teplo s přitápěním**

V případech kdy chceme vyrovnat disproporce mezi výrobou páry a spotřebou páry, lze instalovat spalínový kotel s přitápěním.

Způsoby přitápění:

- a) Spalovací komora pro přitápění je provedena samostatně

Míšení spalin z hořáku s odpadními spalinami probíhá před vlastními plochami spalínového kotle. Při tom může být spalovací komora:

- Nevychlazená

Má pouze vyzděnou spalovací komoru. V tomto případě probíhá spalování přídavného paliva ve spalovací komoře adiabaticky, tzn. v podstatě bez odvodu tepla teplosměnnými plochami.

- Vychlazená

Spalovací komoru tvoří trubkové stěny, které jsou součástí výparníku. U tohoto uspořádání je spalovací komora vychlazená, sálavá teplosměnná plocha je součástí spalínového kotle. Při stanovení velikosti jednotlivých teplosměnných ploch je nutno provést výpočet teploty spalin na výstupu ze spalovací komory. Po smíšení s odpadními spalinami jako u nevychlazené spalovací komory, má ovšem teplota spalin ve spalovací komoře jiný průběh.

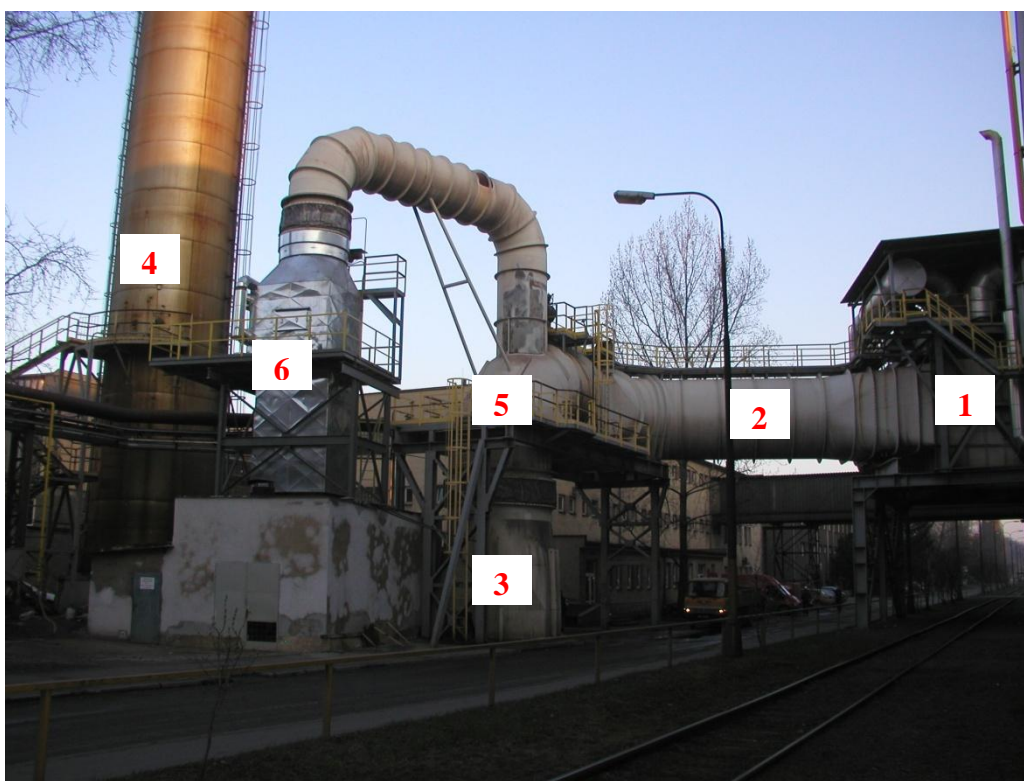
- b) Spalovací komora je součástí kotle

Odpadní spaliny se přivádí od oblasti hořáku a mísí se tak bezprostředně se spalinami, vzniklými spalováním přídavného paliva. U tohoto způsobu se odpadní spaliny přivádí přímo na začátek spalovací komory, takže se bezprostředně mísí se vznikajícími spalinami z přídavného spalování. Tento způsob je vhodný zejména tam, kde odpadní spaliny z technologických procesů obsahují značné množství kyslíku, které je možno při spalování přídavného paliva využít. Výhodou je, že se sníží o

odpovídající hodnotu množství potřebného vzduchu pro přídavné spalování a tím také množství spalin, které vstupuje do kotle a vystupuje z kotle. Sníží se tím komínová ztráta a zlepší využití energie. V průběhu spalování ve spalovací komoře s vychlazenou komorou dochází ke změně průběhu teploty po dráze spalin ve spalovací komoře proti adiabatickému průběhu a tím je také ovlivněn přestup tepla do teplosměnných ploch, který se děje především sáláním s plamene a proudy spalin.

## 5. Popis kotelního zařízení K3

Spaliny o teplotě 1200 až 1400°C vystupují z krokové pece a jsou vedeny do rekuperátoru (1). Část tepla předají pro ohřev vzduchu a proudí o max. teplotě 600°C do podzemního kanálu (3) izolovaným potrubím (2), vedeným nad místní komunikací. Z podzemního kanálu vystupují spaliny do stávajícího komína (4) a přirozeným tahem jsou zavedeny do atmosféry. Část spalin je odbočkou (5) před vstupem do podzemního kanálu zavedena do spalinového horkovodního kotle (6) a následně po vychlazení v kotli se vrací zpět do podzemního kanálu spalin.



*obr. 6. zařízení kotle K3*

Spalinový kotel K3 využívá citelného tepla spalin na výstupu z krokové pece. Kroková pec slouží k ohřevu kontislitků a sochorů z vratné tratě.

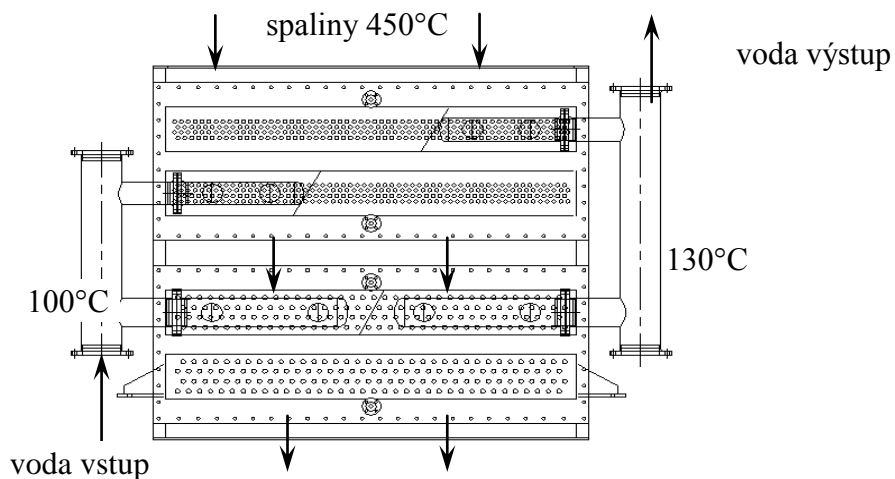
Izolace kouřovodu je provedena z hlinitokřemičitých vláken. Výhoda jeho použití je v nízké tepelné vodivosti, nízké akumulaci tepla, vysoké tepelné odolnosti, nízké hmotnosti, dále také odolnosti vůči tepelným šokům, chemickou stabilitou i za vyšších teplot atd. Proto je celkem hojně užíván v energetice, hutním a slévárenském odvětví, chemickém průmyslu apod.



obr. 7. Izolace v kouřovodu

K zajištění požadovaného průtoku spalin je na výstupu spalin z kotle K3 zařazen axiální spalinový ventilátor.

Vlastní kotel K3 (výměník voda – spaliny) je horkovodního typu s nuceným průtokem vody přes tlakovou část. Jedna část výměníku je z hladkých trubek, druhá část z žebrovaných. Oba typy trubek jsou z nerezové žáruvzdorné oceli. Topná voda vstupuje do komory, kde prochází žebrovanou částí a do a pak do další komory, kde prochází hladkotrubnou částí. Na výstupu dochází ke smíšení vody vystupující z žebrované a hladkotrubné části.



obr. 8. Výměník kotle K3

Požadovaný průtok vody přes výměník je zajištěn čerpadlem GRUNDFOSS CDM 150-229-5.5 s měničem frekvence. Průtok vody a tepelný výkon kotle je měřen měřičem tepla KAMSTRUP s ultrazvukovým průtokoměrem DN 150, QN 150 m<sup>3</sup>.h<sup>-1</sup>.

#### Parametry a garantované hodnoty kotelního zařízení K3

Průtok topné vody	kg.s <sup>-1</sup>	41,67
Průtok spalin	kg.s <sup>-1</sup>	16,2
Průtok spalin	m <sup>3</sup> <sub>N</sub> .hod <sup>-1</sup>	45017
Teplota vstupní vody	°C	70
Teplota spalin na vstupu	°C	450
Výkon kotle	kW	5875,6
Teplota výstupní vody	°C	105,3
Teplota spalin na výstupu	kW	133,3
Tlaková ztráta na straně spalin	Pa	858
Tlaková ztráta na straně vody	kPa	14,178

*tab. 1. Parametry a garantované hodnoty kotle K3*

## **6. Výsledky garančních zkoušek na kotli K3**

Dne 26. 1. 2006 byly provedeny na spalínovém kotli K3 katedrou energetiky VŠB – TU Ostrava garanční měření. Celkem bylo provedeno 9 měření průtoku spalin na výstupu ze spalínového výměníku s dalším měřením doprovodných vzduchotechnických veličin. Náplní jednotlivých zkoušek bylo:

- Měření množství spalin na výstupu z výměníku.
- Sít'ové měření teploty spalin na vstupu do výměníku a výstupu z výměníku.
- Měření tlaku spalin na vstupu a na výstupu z výměníku.
- Měření tlaku spalin za ventilátorem
- Měření koncentrace kyslíku ve spalinách na výstupu ze spalínového ventilátoru.
- Měření tepelného výkonu výměníku z provozního přístroje KAMSTRUP.
- Nezávislé měření teploty vody na vstupu a na výstupu z výměníku.

Naměřené hodnoty:

Výsledky garančních měření výkonu kotle K3 [MW]									
1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	průměr
3,97	3,41	4,45	4,55	4,44	3,77	4,92	4,66	3,72	4,21

*tab. 2. Průměrné hodnoty výkonu výměníku z devíti měření*

Po provedení zkoušek, vyhodnocení naměřených hodnot a provedení výpočtů se došlo ke zjištění, že kotel K3 nesplňuje garantovanou hodnotu výkonu kotle. Z výsledných hodnot devíti měření a jejich přepočtu byl zjištěn průměrný výkon kotle K3 v daném měření. Výsledky jsou patrné v tabulce č. 2. Průměrný výkon těchto devíti hodnot je 4,21 MW, garantovaný výkon kotle je však 5,8756 MW.

Z měření tedy vyplývá, že výměník nedodává garantovaný výkon 5,875 MW, ale skutečný naměřený výkon je nižší o cca 1,7 MW.

## 7. Početní ověření výkonu výměníku kotle K3

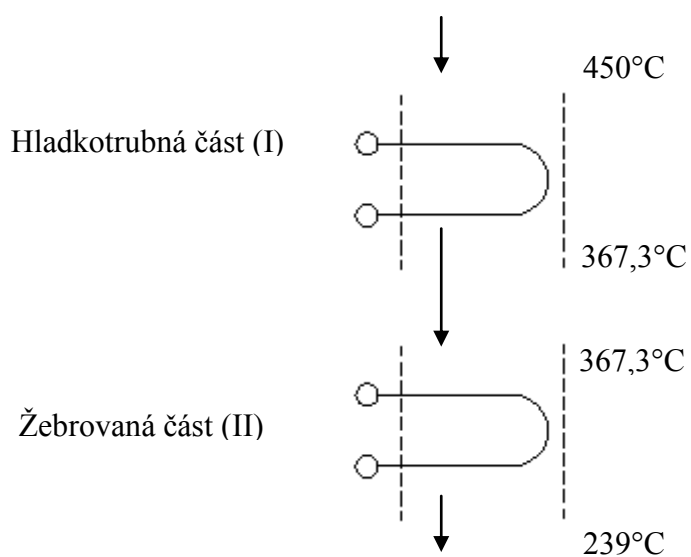
Garantovaná hodnota vstupu spalin do kotle je  $t_1 = 450^\circ\text{C}$ , na výstup  $t_2 = 133,3^\circ\text{C}$ . Z měření teplot na výstupu spalin z kotle však bylo zjištěno, že se tato teplota pohybuje kolem  $200^\circ\text{C}$ . Jelikož dodatková výměníková plocha ohřeje vodu ze vstupní teploty  $90^\circ\text{C}$  na  $100^\circ\text{C}$ , stávající výměníková plocha tedy ohřeje vodu z teploty  $100^\circ\text{C}$  na  $130^\circ\text{C}$ , nedojde k tak velkému ochlazení spalin a teplota spalin na výstupu ze stávající plochy se dá předpokládat okolo  $230^\circ\text{C}$ . Kontrolními výpočty bylo nakonec zjištěno, že teplota spalin na výstupu ze stávající plochy je  $239^\circ\text{C}$ . Pro zjištění výkonu stávající plochy tedy použijí při výpočtu součinitelů prostupu tepla hladkotrubné a žebrované části teploty spalin na vstupu a výstupu z výměníku:  $t_1 = 450^\circ\text{C}$ ,  $t_2 = 239^\circ\text{C}$ .

Dále je nutno předpokládat, že hladkotrubná část ochladí část spalin ze  $450^\circ\text{C}$  na teplotu nižší a žebrovaná část, která je umístěna pod ní, dochladí spaliny na výstupních  $239^\circ\text{C}$ . Pro první výpočet tedy použijeme jako výstupní teplotu spalin z hladkotrubné části střední teplotu mezi  $450^\circ\text{C}$  a  $239^\circ\text{C}$ , tedy  $344,5^\circ\text{C}$ ; kontrolním přepočtem pak byla zjištěna teplota spalin na výstupu z hladkotrubné části  $367,3^\circ\text{C}$ . Konečné teploty spalin na vstupu a výstupu jsou uvedeny níže. Veškeré vzorce uvedené v této kapitole jsou čerpány z použité literatury.

### Teplotní průběh proudů ve výměníku:

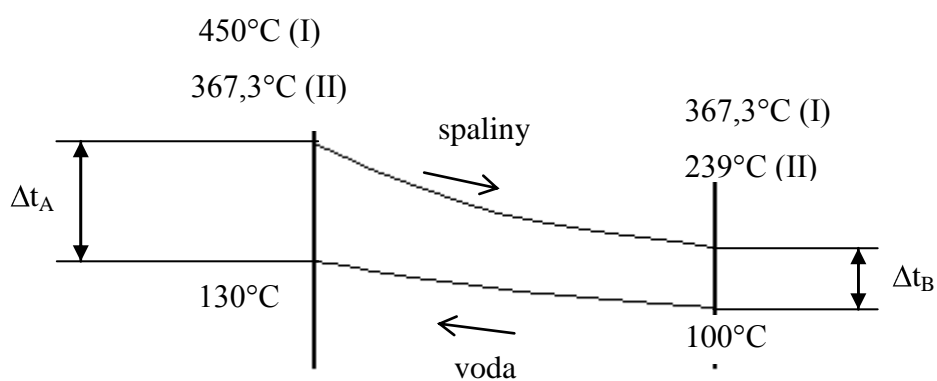
Hladkotrubná část-spaliny:  $t_{\text{vstup}} = 450^{\circ}\text{C}$ ,  
 $t_{\text{výstup}} = 367,3^{\circ}\text{C}$

Žebrovaná část-spaliny:  $t_{\text{vstup}} = 367,3^{\circ}\text{C}$ ,  
 $t_{\text{výstup}} = 239^{\circ}\text{C}$



*obr. 8. průběh teplot ve výměníku*

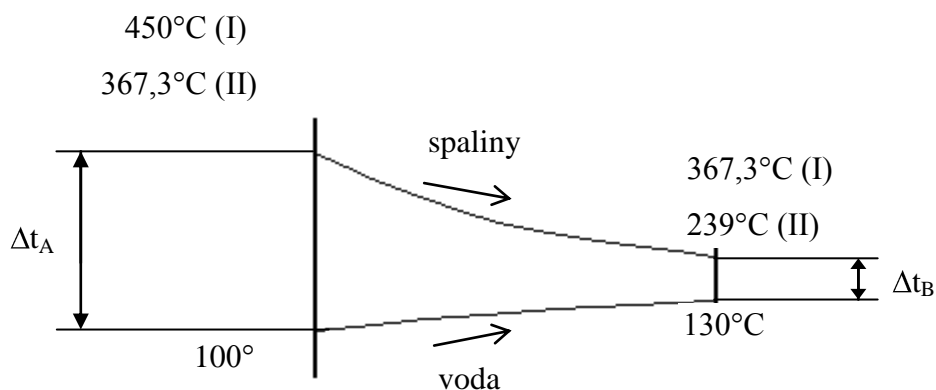
### Protiproud:



*obr. 9. Schéma protiproudu*



Souproud:



obr. 10. Schéma souproudu

## 7.1 Množství složek ve směsném plynu

V krokové peci se spaluje směs tří plynů, a to plynu vysokopecního, koksárenského a konvertorového. Tato směs plynů je spalována v takovém poměru, aby výsledná výhřevnost směsi dosahovala hodnoty  $Q_{iSP} = 8800 \text{ kJ.m}^{-3}$ . Složení daného typu plynu a výhřevnosti aktivních složek plynu je uvedeno v následujících tabulkách:

	množství složek [%]						
	CO <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	H <sub>2</sub>	CO	N <sub>2</sub>	CH <sub>4</sub>	C <sub>M</sub> H <sub>N</sub>
<b>koksárenský plyn</b>	2,8	0,5	55,5	5,8	7,5	25,2	2,7
<b>vysokopecní plyn</b>	21	0	1,9	22,6	54,5	0	0
<b>konvertorový plyn</b>	18,5	0,2	1,9	60,5	18,9	0	0

tab. 3. Složení plynů

výhřevnost [ $\text{kJ.m}^{-3}$ ]	
<b>Q<sub>iH2</sub></b>	10785
<b>Q<sub>iCO</sub></b>	12635
<b>Q<sub>iCH4</sub></b>	35880
<b>Q<sub>iCMHN</sub></b>	62048

tab. 4. Výhřevnost složek plynů

Rovnice pro výpočet výhřevnosti daného typu plynu:

$$Q_i = \frac{1}{100} \cdot \left( CO \cdot Q_{iCO} + H_2 \cdot Q_{iH_2} + CH_4 \cdot Q_{iCH_4} + C_M H_N \cdot Q_{iCMHN} \right) \quad [J \cdot m^{-3}] \quad (7.1.1)$$

Tabulka vypočtených hodnot:

výhřevnost [kJ.m <sup>-3</sup> ]		
koksárenský plyn	Q <sub>iA</sub>	17435,561
vysokopecní plyn	Q <sub>iB</sub>	3060,425
konvertorový plyn	Q <sub>iC</sub>	7849,090
směs plynů	Q <sub>iSP</sub>	8800

tab. 11. Výhřevnost daných plynů

Rovnice pro výpočet množství daných plynů ve směsi:

*Procentuální množství koksárenského plynu ve směsi:*

$$X_A = \frac{Q_C - Q_{SP} \cdot X_B \cdot Q_B - Q_C}{Q_C - Q_A} \quad [ \quad (7.1.2)$$

*Procentuální množství konvertorového plynu ve směsi:*

$$X_C = 1 - X_A - X_B \quad [ \quad (7.1.3)$$

*Procentuální množství vysokopecního plynu ve směsi:*

$$X_B \rightarrow \text{volím } 0,05$$

Tabulka vypočtených hodnot:

		množství ve směsi [1]
koksárenský plyn	X <sub>A</sub>	0,124
vysokopecní plyn	X <sub>B</sub>	0,050
konvertorový plyn	X <sub>C</sub>	0,826

tab. 6. Množství daného typu ve směsi

Skutečné složení daného typu plynu ve směsi získáme nyní tak, že vynásobíme poměrně množství daného plynu ve směsi (tab. 6.) s množstvím složek samotného typu plynu (tab. 3). Například skutečné množství CO<sub>2</sub> ve směsi pro koksárenský plyn se rovná množství koksárenského plynu ve směsi násobeno množstvím CO<sub>2</sub> v samotném koksárenském plynu (0,124.2,8=0,3477).

Tabulka vypočtené:

	množství složek [%]							$\Sigma$
	CO <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	H <sub>2</sub>	CO	N <sub>2</sub>	CH <sub>4</sub>	C <sub>M</sub> H <sub>N</sub>	
<b>koksárenský plyn</b>	0,348	0,062	6,891	0,720	0,931	3,129	0,335	12,417
<b>vysokopecní plyn</b>	1,050	0,000	0,095	1,130	2,725	0	0	5
<b>konvertorový plyn</b>	15,278	0,165	1,569	49,963	15,608	0	0	82,583
<b>směs</b>	16,676	0,227	8,556	51,813	19,265	3,129	0,335	100

*tab.7. Složení plynů ve směsi*

## 7.2 Stechiometrie

Hodnoty pro výpočet:

Při výpočtu budou použity vypočtené hodnoty z předešlé kapitoly (tab.7.).

Rovnice pro výpočet:

*Objem teoretického suchého vzduchu:*

$$V_{vzt}^s = 4,76 \cdot (0,5 \cdot CO + 0,5 \cdot H_2 + 2 \cdot CH_4 + 3,8 \cdot C_M H_N - O_2) \quad [m^3 \cdot m^{-3}] \quad (7.2.1)$$

*Objem vody ve vzduchu:*

$$V_{H_2O} = H_2 + 2 \cdot CH_4 + 2,4 \cdot C_M H_N \quad [m^3 \cdot m^{-3}] \quad (7.2.2)$$

*Objem teoretického vlhkého vzduchu:*

$$V_{vzt}^v = V_{vzt}^s + V_{H_2O} \quad [m^3 \cdot m^{-3}] \quad (7.2.3)$$

*Přebytek vzduchu:*

$$n = \frac{0,21}{0,21 - O_2} \quad [ ] \quad (7.2.4)$$

*Vlhkost vzduchu:*

$$\nu = \frac{V_{vzt}^v}{V_{vzt}^s} \quad [ ] \quad (7.2.5)$$

*Objem skutečného suchého vzduchu:*

$$V_{vzs}^s = n \cdot V_{vzt}^s \quad [m^3 \cdot m^{-3}] \quad (7.2.6)$$

*Objem skutečného vlhkého vzduchu:*

$$V_{vzs}^v = v \cdot V_{vzs}^s \quad \left[ \text{m}^3 \cdot \text{m}^{-3} \right] \quad (7.2.7)$$

*Objem CO<sub>2</sub> ve spalínách:*

$$V_{CO_2} = CO + CO_2 + CH_4 + 2,6 \cdot C_M H_N \quad \left[ \text{m}^3 \cdot \text{m}^{-3} \right] \quad (7.2.8)$$

*Objem H<sub>2</sub>O ve spalínách:*

$$V_{H_2O} = H_2 + 2 \cdot CH_4 + 2,4 \cdot C_M H_N + (1 - \gamma_{vzs}^s) \quad \left[ \text{m}^3 \cdot \text{m}^{-3} \right] \quad (7.2.9)$$

*Objem N<sub>2</sub> ve spalínách:*

$$V_{N_2} = N_2 + 0,79 \cdot V_{vzs}^s \quad \left[ \text{m}^3 \cdot \text{m}^{-3} \right] \quad (7.2.10)$$

*Objem O<sub>2</sub> ve spalínách:*

$$V_{O_2} = 0,21 \cdot V_{vzs}^s \cdot (1 - \gamma_{vzs}^s) \quad \left[ \text{m}^3 \cdot \text{m}^{-3} \right] \quad (7.2.11)$$

*Objem spalin skutečných suchých:*

$$V_{sps}^s = V_{CO_2} + V_{N_2} + V_{H_2O} \quad \left[ \text{m}^3 \cdot \text{m}^{-3} \right] \quad (7.2.12)$$

*Objem spalin skutečných vlhkých:*

$$V_{sps}^v = V_{sps}^s + V_{H_2O} \quad \left[ \text{m}^3 \cdot \text{m}^{-3} \right] \quad (7.2.13)$$

*Koncentrace CO<sub>2</sub> ve spalínách:*

$$C_{CO_2} = \frac{V_{CO_2}}{V_{sps}^v} \quad \left[ \right] \quad (7.2.14)$$

*Koncentrace H<sub>2</sub>O ve spalínách:*

$$C_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_{sps}^v} \quad \left[ \right] \quad (7.2.15)$$

*Koncentrace N<sub>2</sub> ve spalínách:*

$$C_{N_2} = \frac{V_{N_2}}{V_{sps}^v} \quad \left[ \right] \quad (7.2.16)$$

*Koncentrace O<sub>2</sub> ve spalínách:*

$$C_{O_2} = \frac{V_{O_2}}{V_{sps}^v} \quad \left[ \right] \quad (7.2.17)$$

Tabulky vypočtených hodnot:

vzduch						
$V_{vzt}^s$ [m <sup>3</sup> .m <sup>-3</sup> ]	$V_{H_2O}$ [m <sup>3</sup> .m <sup>-3</sup> ]	$V_{vzt}^v$ [m <sup>3</sup> .m <sup>-3</sup> ]	$v$ [1]	$n$ [1]	$V_{vzs}^s$ [m <sup>3</sup> .m <sup>-3</sup> ]	$V_{vzs}^v$ [m <sup>3</sup> .m <sup>-3</sup> ]
1,78448	0,15618	1,94066	1,08752	1,01094	1,80400	1,96189
spaliny						
$V_{sps}^s$ [m <sup>3</sup> .m <sup>-3</sup> ]	$V_{sps}^v$ [m <sup>3</sup> .m <sup>-3</sup> ]	$V_{CO_2}$ [m <sup>3</sup> .m <sup>-3</sup> ]	$V_{H_2O}$ [m <sup>3</sup> .m <sup>-3</sup> ]	$V_{N_2}$ [m <sup>3</sup> .m <sup>-3</sup> ]	$V_{O_2}$ [m <sup>3</sup> .m <sup>-3</sup> ]	
2,347	2,661	0,725	0,314	1,618	0,004	
koncentrace složek ve spalínách [1]						
<b>CO<sub>2</sub></b>	<b>H<sub>2</sub>O</b>	<b>N<sub>2</sub></b>	<b>O<sub>2</sub></b>	<b>Σ</b>		
<b>0,272</b>	<b>0,118</b>	<b>0,608</b>	<b>0,002</b>	<b>1</b>		

tab. 8. vypočtené hodnoty stechiometrie

### 7.3 Měrná tepelná kapacita spalín

Tento výpočet budu provádět dle Vúchz Brno. Index  $i$  ve vzorcích představuje jednotlivé plyny spalín, čili CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O, N<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>.

Hodnoty pro výpočet:

koncentrace plynu ve spalínách:  $y_i \rightarrow$  viz. tab. 8.

teplota spalín na vstupu:  $t_{vstup} = 450^\circ C$

teplota spalín na výstupu:  $t_{vystup} = 133.3^\circ C$

střední teplota spalín:  $t_{stř} = 291,7^\circ C$

Koeficienty pro výpočet  $c_p$  dle Vúchz Brno:

	<b>A</b>	<b>B</b>	<b>C</b>	<b>D</b>	<b>E</b>
<b>CO<sub>2</sub></b>	31,95	$3,570 \cdot 10^{-2}$	$-1,529 \cdot 10^{-5}$	$2,312 \cdot 10^{-9}$	$-3,758 \cdot 10^{-5}$
<b>O<sub>2</sub></b>	24,33	$1,661 \cdot 10^{-2}$	$-7,446 \cdot 10^{-6}$	$1,246 \cdot 10^{-9}$	$6,777 \cdot 10^{-6}$
<b>N<sub>2</sub></b>	23,63	$1,254 \cdot 10^{-2}$	$-4,136 \cdot 10^{-6}$	$4,801 \cdot 10^{-10}$	$1,724 \cdot 10^{-5}$
<b>H<sub>2</sub>O</b>	25,36	$1,933 \cdot 10^{-2}$	$-3,798 \cdot 10^{-6}$	$1,751 \cdot 10^{-10}$	$2,538 \cdot 10^{-5}$

tab. 9. Koeficienty pro výpočet  $c_p$  spalín

Rovnice pro výpočet:

*Střední teplota spalin:*

$$t_{stř} = \frac{t_{vstup} + t_{vystup}}{2} \quad [^{\circ}C] \quad (7.3.1)$$

*Měrná tepelná kapacita jednotlivé složky:*

$$c_{pi} = \frac{\left( A_i + B_i \cdot T_{stř} + C_i \cdot T_{stř}^2 + D_i \cdot T_{stř}^3 + \frac{E_i}{T_{stř}^2} \right)}{22,4} \quad [kJ \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}] \quad (7.3.2)$$

*Měrná tepelná kapacita směsi:*

$$c_{p(smеси)} = \sum c_{pi} \cdot y_i \quad [kJ \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}] \quad (7.3.3)$$

Tabulka vypočtených hodnot:

	$y_i$ [1]	$c_{pi}$ [kJ.m <sup>-3</sup> .K <sup>-1</sup> ]	$c_p$ [kJ.m <sup>-3</sup> .K <sup>-1</sup> ]
CO <sub>2</sub>	0,272	2,127	<b>1,567</b>
O <sub>2</sub>	0,002	1,409	
N <sub>2</sub>	0,608	1,316	
H <sub>2</sub> O	0,118	1,567	

*tab. 10. měrná tepelná kapacita spalin*

## 7.4 Tepelné vodivost spalin

Pro výpočet se určila z tabulek tepelná vodivost jednotlivých plynů ve spalinách při střední teplotě  $t_{stř}$  a molární hmotnost. Index  $i$  ve vzorcích představuje jednotlivé plyny spalin, čili CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O, N<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>.

Hodnoty pro výpočet:

*koncentrace plynů ve spalinách:*  $y_i \rightarrow$  viz. tab. 8.

*střední teplota spalin:*  $t_{stř} = 291,7^{\circ}C$

tepelná vodivost a molární hmotnosti plynů:

	$\lambda [\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}]$	$M [\text{kg}]$
<b>CO2</b>	0,0290	44
<b>O2</b>	0,0393	32
<b>N2</b>	0,0381	28
<b>H2O</b>	0,0366	36

tab. 11. tepelná vodivost a molární hmotnost složek

Rovnice pro výpočet:

$$\lambda_{sp} = \frac{\sum_{i=1}^n y_i \cdot \lambda_i \cdot M_i^{\frac{1}{3}}}{\sum_{i=1}^n y_i \cdot M_i^{\frac{1}{3}}} \quad [\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}] \quad (7.4.1)$$

Vypočtená hodnota:

$$\lambda_{sp} = 3,52 \cdot 10^{-2} \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$$

## 7.5 Dynamická viskozita spalin

Pro výpočet se určila z tabulek dynamická viskozita jednotlivých plynů ve spalinách při střední teplotě  $t_{stř}$  a molární hmotnost složek. Index  $i$  ve vzorcích představuje jednotlivé plyny spalin, čili CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O, N<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>.

Hodnoty pro výpočet:

koncentrace plynů ve spalinách:  $y_i \rightarrow$  viz. tab. 8.

střední teplota spalin:  $t_{stř} = 291,7^\circ\text{C}$

dynamická viskozita a molární hmotnosti plynů:

	$\mu [\text{Pa.s}]$	$M [\text{kg}]$
<b>CO2</b>	0,00002449	44
<b>O2</b>	0,00003328	32
<b>N2</b>	0,00002812	28
<b>H2O</b>	0,00001859	36

tab. 12. dynamická viskozita a molární hmotnost složek

Rovnice pro výpočet:

$$\mu_{sp} = \frac{\sum_{i=1}^n y_i \cdot \mu_i \cdot M_i^{0,5}}{\sum_{i=1}^n y_i \cdot M_i^{0,5}} \quad \text{Pa.s} \quad (7.5.1)$$

Vypočtená hodnota:

$$\mu_{sp} = 2,58 \cdot 10^{-5} \text{ Pa.s}$$

## 7.6 Hustota spalin

Pro výpočet se určila z tabulek hustota jednotlivých složek spalin při normální teplotě a tlaku a molový objem a molární hmotnost složek.

Hodnoty pro výpočet:

*koncentrace plynů ve spalinách:  $y_i \rightarrow$  viz. tab. 8.*

*tlaková ztráta na straně spalin:  $p_{ztrata} = 858 \text{ Pa}$*

*přetlak:  $p_{přetlak} = 200 \text{ Pa}$*

*molový objem a molární hmotnost složek:*

	$M_i \text{ [kg]}$	$V_m \text{ [m}^3\text{]}$
$\text{CO}_2$	44,000	22,400
$\text{O}_2$	32,000	22,400
$\text{N}_2$	28,000	22,400
$\text{H}_2\text{O}$	36,000	44,800

tab. 13. molový a molární hmotnost složek

Rovnice pro výpočet:

*Hustota spalin za normálních podmínek:*

$$\rho_N = \sum y_i \cdot \frac{M_i}{V_m} \quad \text{g.m}^{-3} \quad (7.6.1)$$

*Tlak spalin:*

$$p = p_N + p_{ztrata} + p_{přetlak} \quad \text{Pa} \quad (7.6.2)$$

*Hustota spalin za provozních podmínek:*

$$\rho_{sp} = \rho_N \cdot \frac{T_N}{T} \cdot \frac{p}{p_N} \quad \text{g.m}^{-3} \quad (7.6.3)$$

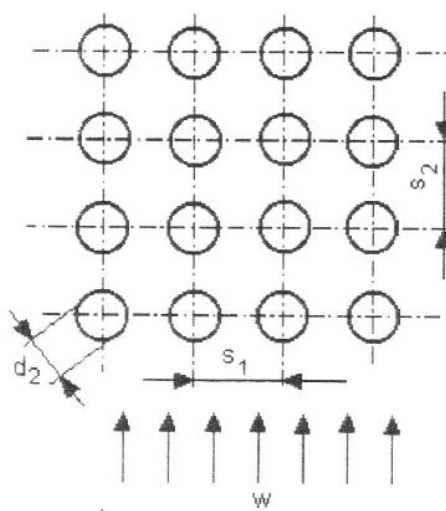


Tabulka vypočtených hodnot:

$\rho_N$ [kg/m <sup>3</sup> ]	p [Pa]	$\rho_{sp}$ [kg.m <sup>-3</sup> ]
1,392	102383	<b>0,680</b>

tab. 13. hustota spalín

## 7.7 Sdílení tepla hladkotrubné části výměníku



obr. 11 Svazek hladkých trubek

### 7.7.1 Součinitel přestupu tepla na straně vody

Hodnoty pro výpočet:

teplota vody na vstupu:  $t_{vstup} = 100\text{ °C}$

teplota vody na výstupu:  $t_{vystup} = 130\text{ °C}$

střední teplota vody:  $t_{str} = 115\text{ °C}$

hustota vody při střední teplotě:  $\rho = 950\text{ kg.m}^{-3}$

dynamická viskozita vody při střední teplotě:  $\mu = 2,54 \cdot 10^{-2}\text{ Pa.s}$

tepelná vodivost vody při střední teplotě:  $\lambda = 0,685\text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$

Prandtlovo číslo vody při střední teplotě:  $Pr = 1,57$

vnitřní průměr trubky:  $d_1 = 0,014\text{ m}$

rychlost proudění vody:  $w = 1\text{ m.s}^{-1}$

Rovnice pro výpočet:

*Reynoldsovo číslo:*

$$Re = \frac{w \cdot d_1 \cdot \rho}{\mu} \quad [ ] \quad (7.7.1.1)$$

*Koeficient A:*

$$A = \frac{1}{(1,82 \cdot \log Re - 1,64)^2 \cdot 8} \quad [ ] \quad (7.7.1.2)$$

*Nusseltovo číslo:*

$$Nu = \frac{A \cdot Re - 1000 \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{A} \cdot \left( Pr^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} \quad [ ] \quad (7.7.1.3)$$

*Součinitel přestupu tepla:*

$$\alpha_v = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_1} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (7.7.1.4)$$

Tabulka vypočtených hodnot:

$t_{str} [^{\circ}C]$	Re [1]	A [1]	Nu [1]	$\alpha_v [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$
115	$5,237 \cdot 10^4$	$2,589 \cdot 10^{-3}$	$1,696 \cdot 10^2$	<b>8300</b>

tab. 14. součinitel přestupu tepla hladkotrubné části kotle na straně vody

## 7.7.2 Součinitel přestupu tepla na straně spalin

Hodnoty pro výpočet:

*hustota spalin:*  $\rho = 0,680 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

*dynamická viskozita spalin:*  $\mu = 2,58 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$

*teplená vodivost spalin:*  $= 3,52 \cdot 10^{-2} \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

*Prandtlovo číslo spalin:*  $Pr = 0,6$

*vnější průměr trubky:*  $d_2 = 0,022 \text{ m}$

*příčná rozteč:*  $s_1 = 0,038 \text{ m}$

*podélná rozteč:*  $s_2 = 0,033 \text{ m}$

*rychlost spalin:*  $w = 7,11 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

*počet řad trubkového svazku:*  $n = 8$

Rovnice pro výpočet:

*Charakteristický rozměr:*

$$l = \frac{\pi}{2} \cdot d_2 \quad [\text{m}] \quad (7.7.2.1)$$

*Poměrná příčná rozteč:*

$$a = \frac{s_1}{d_2} \quad [\text{m}] \quad (7.7.2.2)$$

*Poměrná podélná rozteč:*

$$b = \frac{s_2}{d_2} \quad [\text{m}] \quad (7.7.2.3)$$

*Součinitel zohledňující velikost příčných roztečí:*

$$\tau = 1 - \frac{\pi}{4 \cdot a} \quad [-] \quad (7.7.2.4)$$

*Kinetická viskozita:*

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad [\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (7.7.2.5)$$

*Reynoldsovo číslo:*

$$\text{Re} = \frac{w \cdot l}{\tau \cdot \nu} \quad [-] \quad (7.7.2.6)$$

*Nusseltovo číslo mříže pro laminární proudění:*

$$\text{Nu}_{\text{lam}}^M = 0,664 \cdot \sqrt{\text{Re}} \cdot \sqrt[3]{\text{Pr}} \quad [-] \quad (7.7.2.7)$$

*Nusseltovo číslo mříže pro turbulentní proudění:*

$$\text{Nu}_{\text{tur}}^M = \frac{0,037 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}}{1 + 2,443 \cdot \text{Re}^{-0,1} \cdot \left( \text{Pr}^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} \quad [-] \quad (7.7.2.8)$$

*Nusseltovo číslo mříže:*

$$\text{Nu}_0^M = 0,3 + \sqrt{\left( \text{Nu}_{\text{lam}}^M \right)^2 + \left( \text{Nu}_{\text{tur}}^M \right)^2} \quad [-] \quad (7.7.2.9)$$

*Korekční součinitel:*

$$f_A = 1 + \frac{2}{3 \cdot b} \quad [-] \quad (7.7.2.10)$$

*Nusseltovo číslo svazku:*

$$\text{Nu}^{\text{sv}} = \frac{1 + \left( \text{Nu}_0^M - 1 \right) \cdot f_A}{n} \cdot \text{Nu}_0^M \quad [-] \quad (7.7.2.11)$$

*Součinitel přestupu tepla:*

$$\alpha_{sp} = \frac{Nu^{sv} \cdot \lambda}{l} \quad \left[ \text{W.m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \right] \quad (7.7.2.12)$$

Tabulka vypočtených hodnot:

l [m]	a [m]	b[m]	$\tau$ [1]	$\nu$ [m <sup>2</sup> .s <sup>-1</sup> ]	Re [1]
3,456.10 <sup>-2</sup>	1,727	1,500	0,545	3,790.10 <sup>-5</sup>	11877,021
Nu <sup>M</sup> <sub>lam</sub> [1]	Nu <sup>M</sup> <sub>tur</sub> [1]	Nu <sup>M</sup> <sub>0</sub> [1]	f <sub>A</sub> [1]	Nu <sup>sv</sup>	$\alpha_{sp}$ [W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-1</sup> ]
61,034	55,761	82,971	1,444	115,237	<b>117,335</b>

tab. 15. součinitel přestupu tepla hladkotrubné části kotle na straně spalin

### 7.7.3 Součinitele prostupu tepla hladkotrubné části

Hodnoty pro výpočet:

Součinitel přestupu tepla uvnitř trubky:  $\alpha_v = 8300 \text{ W.m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$

Součinitel přestupu tepla příčným obtékáním trubkového svazku:  $\alpha_{sv} = 117,335 \text{ W.m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$

vnitřní průměr trubky:  $d_1 = 0,014 \text{ m}$

vnější průměr trubky:  $d_2 = 0,022 \text{ m}$

tepelná vodivost nerezové oceli při 110°C:  $\lambda = 26,1 \text{ W.m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

Rovnice pro výpočet:

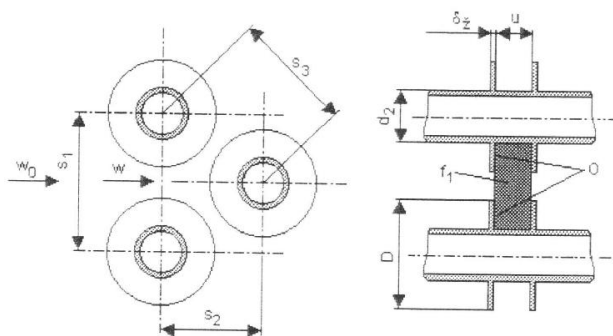
Součinitel prostupu tepla:

$$k^h = \frac{\pi}{\left( \frac{1}{\alpha_v \cdot d_1} \right) + \left( \frac{1}{2 \cdot \lambda} \right) \cdot \left| \ln \left( \frac{\alpha_{sp}}{\alpha_v} \right) \right| + \left( \frac{1}{\alpha_{sp} \cdot d_2} \right)} \quad \left[ \text{W.m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \right] \quad (7.7.3.1)$$

Vypočtená hodnota:

$$\underline{\underline{k^h = 6,577 \text{ W.m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}}}$$

## 7.8 Sdílení tepla žebrované části výměníku



obr. 13. Svazek žebrovaných trubek

### 7.8.1 Součinitel přestupu tepla na straně vody

Hodnoty pro výpočet:

teplota vody na vstupu:  $t_{vstup} = 100\text{ }^{\circ}\text{C}$

teplota vody na výstupu:  $t_{vystup} = 130\text{ }^{\circ}\text{C}$

hustota vody při střední teplotě:  $\rho = 950\text{ kg.m}^{-3}$

dynamická viskozita vody při střední teplotě:  $\mu = 2,54 \cdot 10^{-2}\text{ Pa.s}$

tepelná vodivost vody při střední teplotě:  $\lambda = 0,685\text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$

Prandtlovo číslo vody při střední teplotě:  $Pr = 1,57$

vnitřní průměr trubky:  $d_1 = 0,017\text{ m}$

rychlost proudění vody:  $w = 1\text{ m.s}^{-1}$

Rovnice pro výpočet:

Rovnice jsou totožné s použitými rovnicemi v kapitole 7.7.1, čili rovnice (7.7.1.1) až (7.7.1.4).

Tabulka vypočtených hodnot:

$t_{stř}[^{\circ}\text{C}]$	$Re\ [1]$	$A\ [1]$	$Nu\ [1]$	$\alpha_1\ [\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}]$
115	$6,359 \cdot 10^4$	$2,478 \cdot 10^{-3}$	$1,993 \cdot 10^2$	<b>8031</b>

tab. 16. součinitel přestupu tepla žebrované části kotle na straně vody

## 7.8.2 Součinitel přestupu tepla na straně spalin

Hodnoty pro výpočet:

*hustota spalin:*  $\rho = 0,680 \text{ kg.m}^{-3}$

*dynamická viskozita spalin:*  $\mu = 2,58 \cdot 10^{-5} \text{ Pa.s}$

*teplená vodivost spalin:*  $\lambda = 3,52 \cdot 10^{-2} \text{ W.m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

*Prandtlovo číslo spalin:*  $Pr = 0,6$

*vnitřní průměr trubky:*  $d_1 = 0,017 \text{ m}$

*vnější průměr trubky:*  $d_2 = 0,025 \text{ m}$

*průměr žebra:*  $D = 0,058 \text{ m}$

*příčná rozteč:*  $s_1 = 0,06 \text{ m}$

*podélná rozteč:*  $s_2 = 0,06 \text{ m}$

*výška žebra:*  $h = 0,0165 \text{ m}$

*tloušťka žebra:*  $\delta_z = 0,0007$

*mezera mezi řebry:*  $u = 0,0023 \text{ m}$

*rychlost spalin v žebrované části:*  $w = 7,11 \text{ m.s}^{-1}$

*vnější poloměr trubky:*  $r_1 = 0,0125 \text{ m}$

*poloměr žebra:*  $R = 0,029 \text{ m}$

Rovnice pro výpočet:

*Počet žeber na metr délky trubky:*

$$n_z = \frac{1}{\delta_z + u} \quad \text{[m}^{-1}\text{]} \quad (7.8.2.1)$$

*Poměrné zúžení průřezu:*

$$\Phi = \frac{s_1 - d_2 - \left( \frac{\pi}{4} \cdot D^2 - d_2^2 \right) \cdot n_z}{s_1} \quad \text{[m}^{-1}\text{]} \quad (7.8.2.2)$$

*Rychlost spalin v nejužším průřezu:*

$$w = \frac{w_{sp}}{\Phi} \quad \text{[m.s}^{-1}\text{]} \quad (7.8.2.3)$$

*Plocha žebra připadající na metr délky trubky:*

$$S_z = n_z \cdot 2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \left( D^2 - d_2^2 \right) \cdot n_z \quad \text{[m}^2\text{]} \quad (7.8.2.4)$$

*Plocha mezi řebry připadající na metr délky trubky:*

$$S_t = n_z \cdot 2 \cdot \pi \cdot d_2 \cdot u \quad \text{[m}^2\text{]} \quad (7.8.2.5)$$

Vnější plocha žebrované trubky připadající na metr délky trubky:

$$S = S_z + S_t \quad [\text{m}^2] \quad (7.8.2.6)$$

Vnitřní plocha žebrované trubky připadající na metr délky trubky:

$$S_1 = \pi \cdot d_1 \quad [\text{m}^2] \quad (7.8.2.7)$$

Průřez kanálu:

$$f_1 = \pi \cdot (d_1 - d_2) \cdot y \quad [\text{m}^2] \quad (7.8.2.8)$$

Smočený obvod:

$$O = 4 \cdot h + 2 \cdot u \quad [\text{m}] \quad (7.8.2.9)$$

Ekvivalentní průměry:

$$d_h = \frac{4 \cdot f_1}{O} \quad [\text{m}] \quad (7.8.2.10)$$

$$d_e = \frac{S_t \cdot d_2 + S_z \cdot \sqrt{\frac{S_z}{2 \cdot n_z}}}{S_z + S_t} \quad [\text{m}] \quad (7.8.2.11)$$

Reynoldsovo číslo:

$$\text{Re}_{de} = \frac{w \cdot d_e}{\mu} \cdot \rho \quad [-] \quad (7.8.2.12)$$

Srovnávací Reynoldsovo číslo:

$$\text{Re}_{de}^* = 1500 \cdot \frac{d_e}{d_h} \quad [-] \quad (7.8.2.13)$$

Nusseltovo číslo pro  $\text{Re}_{de} > \text{Re}_{de}^*$ :

$$\text{Nu}_{de} = 0,32 \cdot \text{Re}_{de}^{0,67} \cdot \left( \frac{s_1 - d_2}{d_2} \right)^{-0,2} \cdot \left( \frac{s_1 - d_2}{u} \right)^{-0,2} \cdot \text{Pr}^{\frac{2}{3}} \quad [-] \quad (7.8.2.14)$$

Součinitel přestupu tepla:

$$\alpha = \frac{\text{Nu}_{de} \cdot \lambda}{d_e} \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (7.8.2.15)$$

Pomocné výpočty pro výpočet účinnosti žebra:

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha}{\lambda_z \cdot \delta_z}} \quad [-] \quad (7.8.2.16)$$

$$\tanh(\beta \cdot h') = \frac{e^{\beta \cdot h'} - e^{-\beta \cdot h'}}{e^{\beta \cdot h'} + e^{-\beta \cdot h'}} \quad (7.8.2.17)$$

$$h' = (R - r_2) \cdot \left( 1 + 0,35 \cdot \ln \frac{R}{r_2} \right) \quad [\text{mm}] \quad (7.8.2.18)$$

Účinnost žebra:

$$\eta_z = \frac{\tanh(\beta \cdot h')}{\beta \cdot h'} \quad (7.8.2.19)$$

Střední zdánlivý součinitel přestupu tepla:

$$\bar{\alpha} = \alpha \cdot \frac{S_z}{S} \cdot \left( \eta_z + \frac{S_t}{S_z} \right) \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (7.8.2.20)$$

Tabulka vypočtených hodnot:

$n_z$ [1]	$\varphi$ [1]	$w$ [m.s <sup>-1</sup> ]	$S_z$ [m <sup>2</sup> ]	$S_t$ [m <sup>2</sup> ]
333	0,455	13,187	1,434	0,120
$S$ [m <sup>2</sup> ]	$S_1$ [m <sup>2</sup> ]	$f_1$ [m <sup>2</sup> ]	$O$ [m]	$dh$ [m]
1,555	0,053	$8,050 \cdot 10^{-5}$	0,071	$4,561 \cdot 10^{-3}$
$de$ [m]	$Re_{de}$ [1]	$Re^*_{de}$ [1]	$Nude$ [1]	$\alpha$ [W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]
$4,472 \cdot 10^{-2}$	15545,883	14709,167	79,422	62,484
$h'$ [m]	$\beta$ [1]	$\tanh(\beta \cdot h')$ [1]	$\eta_z$ [1]	$\bar{\alpha}$ [W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]
0,021	82,741	0,943	0,534	<b>35,607</b>

tab. 17. součinitel přestupu tepla žebrované části kotle na straně spalín

### 7.8.3 Součinitel prostupu tepla žebrované části

Hodnoty pro výpočet:

součinitel přestupu tepla vztahený k žebrované ploše:  $\bar{\alpha} = 35,607 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

vnější plocha žebrované trubky připadající na metr délky trubky:  $S = 1,555 \text{ m}^2$

vnitřní plocha žebrované trubky připadající na metr délky trubky:  $S_1 = 0,053 \text{ m}^2$

součinitel přestupu tepla uvnitř trubky:  $\alpha_1 = 8031 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

tloušťka stěny žebrované trubky:  $\delta_t = 0,004 \text{ m}$

tepelná vodivost nerezové oceli při teplotě 110°C:  $\lambda = 26,1 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$



Rovnice pro výpočet:

*Součinitel prostupu tepla:*

$$k^z = \frac{1}{\frac{1}{\alpha} + \frac{S}{S_1} \cdot \left( \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_t}{\lambda_t} \right)} \quad \left[ \text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \right] \quad (7.8.3.1)$$

Vypočtená hodnota:

$$\underline{k^z = 27,645 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}}$$

## 7.9 Střední logaritmická teplota

### 7.9.1 Střední logaritmická teplota pro protiproud

Hodnoty pro výpočet:

Hladkotrubná část

*teplota na vstupu spalin:  $t_{vstupS} = 450 \text{ } ^\circ\text{C}$*

*teplota na výstupu spalin:  $t_{vystupS} = 367,3 \text{ } ^\circ\text{C}$*

*teplota na vstupu vody:  $t_{vstupV} = 100 \text{ } ^\circ\text{C}$*

*teplota na výstupu vody:  $t_{vystupV} = 130 \text{ } ^\circ\text{C}$*

Žebrovaná část

*teplota na vstupu spalin:  $t_{vstupS} = 367,3 \text{ } ^\circ\text{C}$*

*teplota na výstupu spalin:  $t_{vystupS} = 239 \text{ } ^\circ\text{C}$*

*teplota na vstupu vody:  $t_{vstupV} = 100 \text{ } ^\circ\text{C}$*

*teplota na výstupu vody:  $t_{vystupV} = 130 \text{ } ^\circ\text{C}$*

Rovnice pro výpočet:

*Teplotní rozdíl:*

$$\Delta t_A = t_{vstupS} - t_{vystupV} \quad \left[ \text{ } ^\circ\text{C} \right] \quad (7.9.1.1)$$

$$\Delta t_B = t_{vystupS} - t_{vstupV} \quad \left[ \text{ } ^\circ\text{C} \right] \quad (7.9.1.2)$$

*Střední logaritmická teplota:*

$$t_{str}^{log} = \frac{\Delta t_A - \Delta t_B}{\ln \frac{\Delta t_A}{\Delta t_B}} \quad [^{\circ}C] \quad (7.9.1.3)$$

Tabulka vypočtených hodnot:

Hladkotrubná část			Žebrovaná část		
$\Delta t_A [^{\circ}C]$	$\Delta t_B [^{\circ}C]$	$t_{str}^{log hpp} [^{\circ}C]$	$\Delta t_A [^{\circ}C]$	$\Delta t_B [^{\circ}C]$	$t_{str}^{log zpp} [^{\circ}C]$
320	267,3	<b>292,9</b>	237,3	139	<b>183,8</b>

*tab. 18. střední logaritmická teplota pro protiproud*

## 7.9.2 Střední logaritmická teplota pro souproud

Hodnoty pro výpočet:

Hladkotrubná část

*teplota na vstupu spalin:*  $t_{vstupS} = 450 \text{ }^{\circ}C$

*teplota na výstupu spalin:*  $t_{vystupS} = 367,3 \text{ }^{\circ}C$

*teplota na vstupu vody:*  $t_{vstupV} = 100 \text{ }^{\circ}C$

*teplota na výstupu vody:*  $t_{vystupV} = 130^{\circ}C$

Žebrovaná část

*teplota vstupu spalin:*  $t_{vstupS} = 367,3 \text{ }^{\circ}C$

*teplota výstupu spalin:*  $t_{vystupS} = 239 \text{ }^{\circ}C$

*teplota vstupu vody:*  $t_{vstupV} = 100 \text{ }^{\circ}C$

*teplota výstupu vody:*  $t_{vystupV} = 130^{\circ}C$

Rovnice pro výpočet:

*Teplotní rozdíl:*

$$\Delta t_A = t_{vstupS} - t_{vstupV} \quad [^{\circ}C] \quad (7.9.2.1)$$

$$\Delta t_B = t_{vystupS} - t_{vystupV} \quad [^{\circ}C] \quad (7.9.2.3)$$

*Střední logaritmická teplota:*

*dle rovnice (7.9.1.3) kapitoly 7.9.1*

Tabulka vypočtených hodnot:

Hladkotrubná část			Žebrovaná část		
$\Delta t_A [^{\circ}\text{C}]$	$\Delta t_B [^{\circ}\text{C}]$	$t_{\text{str}}^{\log \text{ hsp}} [^{\circ}\text{C}]$	$\Delta t_A [^{\circ}\text{C}]$	$\Delta t_B [^{\circ}\text{C}]$	$t_{\text{str}}^{\log \text{ zsp}} [^{\circ}\text{C}]$
350	237,3	<b>290,0</b>	267,3	109,0	<b>176,5</b>

*tab. 19. střední logaritmická teplota pro protiproud*

### 7.9.3 Konečná střední logaritmická teplota hladkotrubné části

Hodnoty pro výpočet:

*střední logaritmická teplota hladkotrubné části při protiproudu:  $t_{\text{str}}^{\log \text{ hpp}} = 292,9 \text{ }^{\circ}\text{C}$*

*střední logaritmická teplota hladkotrubné části při souproudu:  $t_{\text{str}}^{\log \text{ hsp}} = 290,0 \text{ }^{\circ}\text{C}$*

Rovnice pro výpočet:

*Střední logaritmická teplota pro hladkotrubnou část:*

$$t_{\text{str}}^{\log h} = \frac{2 \cdot \left( t_{\text{str}}^{\log \text{ hpp}} + t_{\text{str}}^{\log \text{ hsp}} \right)}{3} \text{ } [^{\circ}\text{C}] \quad (7.9.3.1)$$

Vypočtená hodnota:

$$\underline{t_{\text{stř}}^{\log h} = 291,9 \text{ }^{\circ}\text{C}}$$

### 7.9.4 Konečná střední logaritmická teplota žebrované části

Hodnoty pro výpočet:

*střední logaritmická teplota žebrované části při protiproudu:  $t_{\text{str}}^{\log \text{ zpp}} = 183,8 \text{ }^{\circ}\text{C}$*

*střední logaritmická teplota žebrované části při souproudu:  $t_{\text{str}}^{\log \text{ zsp}} = 176,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$*

Rovnice pro výpočet:

*Střední logaritmická teplota pro žebrovanou část část:*

$$t_{\text{str}}^{\log z} = \frac{t_{\text{str}}^{\log \text{ zpp}} + t_{\text{str}}^{\log \text{ zsp}}}{2} \text{ } [^{\circ}\text{C}] \quad (7.9.4.1)$$

Vypočtená hodnota:

$$\underline{t_{str}^{logz} = 180,1 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

## 7.10 Výkon výměníku kotle K3

Hodnoty pro výpočet:

*součinitel prostupu tepla hladkotrubné části:  $k^h = 6,577 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$*

*součinitel prostupu tepla žebrované části:  $k^z = 27,645 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$*

*délka trubek hladkotrubné části:  $l = 901,6 \text{ m}$*

*délka trubek žebrované části:  $L = 564,5 \text{ m}$*

*Vnější plocha žebrované trubky připadající na metr délky:  $S = 1,555 \text{ m}$*

Rovnice pro výpočet:

*Výkon hladkotrubné části:*

$$Q_h = k^h \cdot l \cdot t_{str}^{loght} \quad \text{[W]} \quad (7.10.1)$$

*Plocha žebrované části:*

$$S_v = L \cdot S \quad \text{[m}^2\text{]} \quad (7.10.2)$$

*Výkon žebrované části:*

$$Q_z = k^z \cdot S_v \cdot t_{str}^{logzt} \quad \text{[W]} \quad (7.10.3)$$

*Celkový výkon pro výpočet:*

$$Q = Q_h + Q_z \quad \text{[W]} \quad (7.10.4)$$

Tabulka vypočtených hodnot:

$Q_h$ [kW]	$Q_z$ [kW]	$Q$ [kW]
1730,990	4369,757	6101

tab. 20. Výkon kotle

### 7.10.1 Porovnání s naměřenou a garantovanou hodnotou:

Tabulka pro porovnání výkonu kotle:

$Q_{\text{spočítaný}}$ [kW]	$Q_{\text{garantovaný}}$ [kW]	$Q_{\text{naměřený}}$ [kW]	$Q_{\text{chybějící}}$ [MW]
6101	5876	4210	1,7

### *tab. 21. porovnání výkonu kotle*

Z této tabulky vidíme, že spočítaný výkon kotle se zhruba shoduje z garantovaným výkonem kotle. Naměřený výkon je však cca o 1,7 MW nižší než je garantovaná hodnota, což může mít na svědomí několi příčin, a to:

- a) Výměník je po určité době provozu zanesen prachem a částicemi což způsobuje vnitřní tepelné izolace.
- b) Spaliny neomývají všechny trubky.
- c) Voda neproudí do všech trubek rovnoměrně.

## **8. Návrh dodatkové plochy výměníku kotle K3**

Z důvodu toho, že stávající výměník má výkon o 1,7 MW nižší než je garantovaná hodnota, tak jsem se rozhodl navrhnout rozšíření výměníku teplosměnou plochou o výkonu 1,7 MW. Volím totožné nerezové žebrované trubky jako u stávající žebrované plochy s mezerou mezi žebry  $u = 0,005\text{m}$ . Výpočet budu provádět totožně jako v předchozích kapitolách, při výpočtu výkonu stávající žebrované plochy s tím rozdílem, že výkon je známý a budu počítat rozměry výměníku. Tento výměník bude pracovat jako protiproud. Jmenovitým spád sestavy kotle bude 90/130°C.

### **8.1. Součinitel přestupu tepla na straně vody**

Hodnoty pro výpočet:

teplota vody na vstupu:  $t_{vstup} = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$

teplota vody na výstupu:  $t_{vystup} = 100\text{ }^{\circ}\text{C}$

střední teplota vody:  $t_{str} = 95\text{ }^{\circ}\text{C}$

hustota vody při střední teplotě:  $\rho = 962,645\text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$

dynamická viskozita vody při střední teplotě:  $\mu = 3,149 \cdot 10^{-4}\text{ Pa}\cdot\text{s}$

tepelná vodivost vody při střední teplotě:  $\lambda = 0,678\text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$

Prandtlovo číslo vody při střední teplotě:  $Pr = 1,99$

vnitřní průměr trubky:  $d_1 = 0,017\text{ m}$

rychlost proudění vody:  $w = 1\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$

Rovnice pro výpočet:

Rovnice jsou totožné s použitými rovnicemi v kapitole 7.7.1, čili rovnice (7.7.1.1) až (7.7.1.4).

Tabulka vypočtených hodnot:

$t_{str}[^{\circ}C]$	$Re [1]$	$A [1]$	$Nu [1]$	$\alpha_1 [W.m^{-2}.K^{-1}]$
95	$5,196.10^4$	$2,593.10^{-3}$	$1,911.10^2$	7621

tab. 22. součinitel přestupu tepla žebrované dodatkové části kotle na straně vody

## 8.2.Součinitel přestupu tepla na straně spalin

Hodnoty pro výpočet:

*hustota spalin:*  $\rho = 0,680 \text{ kg.m}^{-3}$

*dynamická viskozita spalin:*  $\mu = 2,58.10^{-5} \text{ Pa.s}$

*teplená vodivost spalin:*  $= 3,519.10^{-2} \text{ W.m}^{-1}.K^{-1}$

*Prandtlovo číslo spalin:*  $Pr = 0,6$

*vnitřní průměr trubky:*  $d_1 = 0,017 \text{ m}$

*vnější průměr trubky:*  $d_2 = 0,025 \text{ m}$

*průměr žebra:*  $D = 0,058 \text{ m}$

*příčná rozteč:*  $s_1 = 0,06 \text{ m}$

*podélná rozteč:*  $s_2 = 0,06 \text{ m}$

*výška žebra:*  $h = 0,0165 \text{ m}$

*tloušťka žebra:*  $\delta_z = 0,0007$

*mezera mezi řebry:*  $u = 0,005 \text{ m}$

*rychlost spalin v žebrované části:*  $w = 4,8 \text{ m.s}^{-1}$

*vnější poloměr trubky:*  $r_1 = 0,0125 \text{ m}$

*poloměr žebra:*  $R = 0,029 \text{ m}$

Rovnice pro výpočet:

Rovnice jsou totožné s použitými rovnicemi v kapitole 7.8.2 čili rovnice (7.8.2.1) až (7.8.2.20).

Tabulka vypočtených hodnot:

$n_z$ [1]	$\Phi$ [1]	$w$ [m.s <sup>-1</sup> ]	$S_z$ [m <sup>2</sup> ]	$S_t$ [m <sup>2</sup> ]
175	0,516	9,306	0,755	0,138
$S$ [m <sup>2</sup> ]	$S_1$ [m <sup>2</sup> ]	$f_1$ [m <sup>2</sup> ]	$O$ [m]	$dh$ [m]
0,893	0,053	$1,75 \cdot 10^{-5}$	0,076	$9,211 \cdot 10^{-3}$
$de$ [m]	$Re_{de}$ [1]	$Re \cdot de$ [1]	$Nu_{de}$ [1]	$\alpha$ [W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]
$4,308 \cdot 10^{-2}$	10567,621	7015,971	71,626	58,501
$h'$ [m]	$\beta$ [1]	$tgh(\beta \cdot h')$ [1]	$\eta_z$ [1]	$\bar{\alpha}$ [W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]
0,021	80,061	0,937	0,548	<b>36,127</b>

tab. 23. součinitel přestupu tepla dodatkové žebrované části kotle na straně spalín

### 8.3. Součinitele prostupu tepla

Hodnoty pro výpočet:

součinitel přestupu tepla vztažený k žebrované ploše:  $\bar{\alpha} = 36,127 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$

vnější plocha žebrované trubky připadající na metr délky trubky:  $S = 0,893 \text{ m}^2$

vnitřní plocha žebrované trubky připadající na metr délky trubky:  $S_1 = 0,053 \text{ m}^2$

součinitel přestupu tepla uvnitř trubky:  $\alpha_1 = 7621 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$

tloušťka stěny žebrované trubky:  $\delta_t = 0,004 \text{ m}$

tepelná vodivost nerezové oceli při střední teplotě 110°C:  $\lambda_t = 26,077 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$

Rovnice pro výpočet:

Rovnice jsou totožné s použitými rovnicemi v kapitole 7.8.3 čili rovnice (7.8.3.1)

Vypočtená hodnota:

**$k^d = 30,829 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$**

### 8.4. Střední logaritmická teplota

Rovnice pro výpočet:

teplota na vstupu spalín:  $t_{vstupS} = 239 \text{ °C}$

teplota na výstupu spalín:  $t_{vystupS} = 133,3 \text{ °C}$

teplota na vstupu vody:  $t_{vstupV} = 90 \text{ °C}$

teplota na výstupu vody:  $t_{\text{výstupV}} = 100^\circ\text{C}$

Rovnice pro výpočet:

Rovnice jsou totožné s použitými rovnicemi v kapitole 7.9.1 čili rovnice (7.9.1.1) až (7.9.1.3)

Tabulka vypočtených hodnot:

$\Delta t_A [^\circ\text{C}]$	$\Delta t_B [^\circ\text{C}]$	$t_{\text{str}}^{\text{log}} [^\circ\text{C}]$
139	267,3	<b>82,05</b>

tab. 24. střední logaritmická teplota dodatkové žebrované části kotle

### 8.5. Plocha a délka trubek dodatkové plochy výměníku:

Hodnoty pro výpočet:

výkon výměníku:  $Q = 1700000 \text{ W}$

součinitel prostupu tepla:  $k = 30,829 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$

$t_{\text{str}}^{\text{log}} = 82,05 \text{ }^\circ\text{C}$

vnější plocha žebrované trubky připadající na metr délky trubky:  $S = 0,893 \text{ m}^2$

Rovnice pro výpočet:

Plocha výměníku:

$$S_v = \frac{Q}{k \cdot t_{\text{str}}^{\text{log}}} \quad \text{[m}^2\text{]} \quad (8.5.1)$$

Délka trubek výměníku:

$$L_v = \frac{S_v}{S} \quad \text{[m]} \quad (8.5.2)$$

Tabulka vypočtených hodnot:

$S_{\text{dp}} [\text{m}^2]$	$L_{\text{dp}} [\text{m}]$
<b>672,040</b>	<b>752,903</b>

tab. 25. plocha a délka trubek výměníku



## 8.6. Konstrukční řešení dodatkové plochy výměníku

Dodatková žebrovaná plocha bude umístěna pod stávající žebrovanou plochou. Vstupní voda do výměníku bude přivedena ze strojovny umístěné pod spalínovým kotlem a vertikálně je vedena potrubím do vstupních komor stávajícího výměníku a z výměníku vystupuje stejnou stranou. Dodatková plocha výměníku má 3 patra žebrovaných trubek, vstupy a výstupy vody budou umístěny naproti sobě, je zapotřebí vodu na výstupu z dodatkové plochy vést potrubím na opačnou stranu, kde se nachází přívodní potrubí do stávající výměníkové plochy.

Řešení přívodu studené vody do dodatkové plochy výměníku je konstrukčně celkem jednoduché a technicky nenáročné. Studená voda je na vstupu vedena do nejnižší části výměníku, přívodní potrubí tedy zůstane na svém místě, jen je zapotřebí ho zavést na vstup náhradní výměníkové plochy. Výstup z náhradní plochy se napojí na původní přívodní potrubí stávajícího výměníku a voda je tak po předehřevu z 90°C na 100°C vedena do stávajícího výměníku, kde se ohřeje na konečných 130°C. Výstupní potrubí zůstane v původním stavu.

Navržená dodatková plocha výměníku a sestava kotle viz. přiložené výkresy.

## 9. Aerodynamický výpočet nové sestavy kotle K3

### 9.1. Tlaková ztráta třením

Hodnoty pro výpočet:

*průměr přívodního kanálu spalin:  $d=1,7\text{ m}$*

*délka přívodního kanálu spalin:  $l= 32\text{ m}$*

*hmotnostní průtok spalin:  $m= 16,2\text{ kg.s}^{-1}$*

*hustota spalin:  $\rho= 0,680\text{ kg.m}^{-3}$*

*dynamická viskozita spalin:  $\mu=2,581.10^{-5}$*

Rovnice pro výpočet:

*Objemový průtok spalín:*

$$V = \frac{m}{\rho} \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (9.1.1)$$

*Průřez kanálu:*

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad [\text{m}^2] \quad (9.1.2.)$$

*Rychlost spalín:*

$$w = \frac{V}{S} \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (9.1.3)$$

*Reynoldsovo číslo k určení součinitele tření :*

$$\text{Re} = \frac{w \cdot d}{\mu} \cdot \rho \quad (9.1.4)$$

*Tlaková ztráta třením:*

$$\Delta p_t = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \quad [\text{Pa}] \quad (9.1.5)$$

Tabulka vypočtených hodnot:

Re [1]	$\lambda$ [W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-1</sup> ]	V [m <sup>3</sup> .s <sup>-1</sup> ]	S [m <sup>2</sup> ]	w [m.s <sup>-1</sup> ]	$\Delta p_t$ [Pa]
4,701.10 <sup>5</sup>	0,025	23,812	2,270	10,491	<b>17,618</b>

*tab. 26. tlaková ztráta třením*

## 9.2. Tlaková ztráta místní

Hodnoty pro výpočet:

*rychlost proudění spalín:*  $w=10,49 \text{ m.s}^{-1}$

*hustota spalín:*  $\rho=0,68 \text{ kg.m}^{-3}$

Difuzor

*konstanta 1:*  $K_1=0,7$

*konstanta 2:*  $K_2=0,5$

*poměr průřezu:*  $\frac{S_1}{S_2} = 0,536$

Konfuzor A

*předběžný součinitel místní ztráty:*  $\zeta'=0,15$

*poměr průřezu:*  $\frac{S_2}{S_1} = 0,5$

Konfuzor B

*předběžný součinitel místní ztráty:*  $\zeta' = 0,15$

*poměr průřezu:*  $\frac{S_2}{S_1} = 0,26$

*předběžný součinitel místní ztráty:*  $\zeta_0 = 0,17$

Kolena

*počet kolen:*  $n = 3$

*předběžný součinitel místní ztráty:*  $\zeta_0 = 0,17$

*konstanta:*  $x_1 = 1,1$

Ostré koleno

*předběžný součinitel místní ztráty:*  $\zeta_1 = 0,48$

*konstanta:*  $x_2 = 1,1$

Rovnice pro výpočet:

*Součinitel ztráty difuzoru:*

$$\zeta_1 = K_1 \cdot K_2 \cdot \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right) \quad \text{■} \quad (9.2.1)$$

*Součinitel místní ztráty konfuzoru:*

$$\zeta_2 = \xi' \cdot \left(1 - \frac{S_2}{S_1}\right) \quad \text{■} \quad (9.2.3)$$

*Součinitel místní ztráty kolen:*

$$\zeta_3 = n \cdot \zeta_0 \cdot x_1 \quad \text{■} \quad (9.2.4)$$

*Součinitel místní ztráty ostrého kolene:*

$$\zeta_4 = \zeta_1 \cdot x_2 \quad \text{■} \quad (9.2.5)$$

*Celková místní ztráta při proudění:*

$$\Delta p_m = \Sigma \zeta \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \quad \text{■} \quad \text{Pa} \quad (9.2.6)$$

Tabulka vypočtených hodnot:

$\zeta_1$ [1]	$\zeta_{2A}$ [1]	$\zeta_{2B}$ [1]	$\zeta_3$ [1]	$\zeta_4$ [1]	$\Delta p_m$ [Pa]
0,162	0,075	0,111	5,610	0,480	<b>241,044</b>

*tab. 27. tlaková ztráta místní*

### 9.3. Tlaková ztráta trubkového svazku

#### 9.3.1. Ztráta hladkotrubného svazku

Hodnoty pro výpočet:

*předběžná tlaková ztráta :  $\Delta p_l = 21 \text{ Pa}$*

*konstanta 3:  $x_3 = 1,05$*

*konstanta 4:  $x_4 = 1,13$*

*počet řad:  $n = 8$*

Rovnice pro výpočet:

*Tlaková ztráta hladkotrubného svazku:*

$$\Delta p_h = \Delta p_l \cdot x_3 \cdot x_4 \cdot (n + 1) \quad [\text{Pa}] \quad (9.3.1.1)$$

Vypočtená hodnota:

**$\Delta p_h = 224,249 \text{ Pa}$**

#### 9.3.2. Ztráta žebrovaného stávajícího svazku:

Hodnoty pro výpočet:

*výška žebra:  $h = 0,0165 \text{ m}$*

*mezera mezi žebry:  $u = 0,0023 \text{ m}$*

*vnější průměr trubky:  $d = 0,025 \text{ m}$*

*hustota spalin:  $\rho = 0,680 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$*

*Reynoldsovo číslo:  $Re = 15545,883$*

*počet řad:  $n = 8$*

*rychlost proudění spalin:  $w = 10,49 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$*

*součinitele:  $K = 2,7$  ;  $k_1 = 0,45$  ;  $k_2 = 0,72$  ;  $k_3 = 0,24$*

Rovnice pro výpočet:

*Součinitel tlakové ztráty:*

$$\zeta = K \cdot n \cdot \left(\frac{h}{d}\right)^{-k_1} \cdot \left(\frac{u}{d}\right)^{-k_2} \cdot \text{Re}_s^{-k_3} \quad \text{[1]} \quad (9.3.2.1)$$

*Tlaková ztráta stávajícího žebrovaného svazku:*

$$\Delta p_{zs} = \xi \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \quad \text{[1]} \quad (9.3.2.2)$$

Tabulka vypočtených hodnot:

$\zeta$ [1]	$\Delta p_{zs}$ [Pa]
14,313	535,868

tab. 28. tlaková ztráta stávajícího žebrovaného svazku

### 9.3.3. Ztráta žebrovaného dodatkového svazku:

Hodnoty pro výpočet:

*výška žebra:  $h=0,0165$  m*

*mezera mezi žebry:  $u=0,005$  m*

*vnější průměr trubky:  $d=0,025$  m*

*součinitele:  $K=2,7$  ;  $k_1=0.45$  ;  $k_2=0.72$  ;  $k_3=0.24$*

*Reynoldsovo číslo:  $Re= 10567,621$*

*počet řad:  $n=8$*

*rychlost proudění spalin:  $w=10,49$  m.s<sup>-1</sup>*

*hustota spalin:  $\rho= 0,680$  kg.m<sup>-3</sup>*

Použité rovnice:

*Rovnice jsou totožné s použitými rovnicemi v kapitole 9.3.2 čili rovnice (9.3.2.1) až (9.3.2.2)*

Tabulka vypočtených hodnot:

$\zeta$ [1]	$\Delta p_{zd}$ [Pa]
8,978	336,106

tab. 29. tlaková ztráta dodatkového žebrovaného svazku

### 9.3.4. Celková ztráta žebrovaného trubkového svazku:

Hodnoty pro výpočet:

*tlaková ztráta stávajícího žebrovaného svazku:  $\Delta p_{zs} = 535,868 \text{ Pa}$*

*tlaková ztráta dodatkového žebrovaného svazku:  $\Delta p_{zd} = 336,106 \text{ Pa}$*

$$\Delta p_{sv} = \Delta p_{zs} + \Delta p_{zd} \quad \text{Pa} \quad (9.3.4.1)$$

Vypočtená hodnota:

$$\Delta p_{sv} = 871,975 \text{ Pa}$$

## 9.4. Výpočet celkové tlakové ztráty na straně spalín

Hodnoty pro výpočet:

*tlaková ztráta třením:  $\Delta p_t = 17,618 \text{ Pa}$*

*tlaková místní ztráta:  $\Delta p_m = 241,044 \text{ Pa}$*

*tlaková ztráta trubkového svazku:  $\Delta p_{sv} = 871,95 \text{ Pa}$*

Rovnice pro výpočet:

$$\Delta p_c = \Delta p_t + \Delta p_m + \Delta p_{sv} \quad \text{Pa}$$

Vypočtená hodnota:

$$\Delta p_c = 1354,885 \text{ Pa}$$

## 9.5. Výběr ventilátoru

Ventilátor musí být nadimenzován tak, aby překonal tlakovou ztrátu 1355 Pa. Volím ventilátor výrobce ZVVZ Milevsko, typ ARK, tedy ventilátor axiální rovnotlaký, který je určen pro elektrárenské a průmyslové provozy, vhodný zejména pro použití u parních kotlů pro dmýchání vzduchu do spalovací komory a odsávání kouřových plynů.

Hodnoty provozní charakteristiky ventilátorů jsou vztaženy na hustotu média  $\rho = 1 \text{ kg/m}^3$ . Z toho důvodu je zapotřebí přepočíst výslednou tlakovou ztrátu na danou hustotu.

### 9.5.1. Přepočet tlakové ztráty na provozní charakteristiku ventilátoru

Hodnoty pro výpočet:

*hustota spalín při normálních podmínkách:*  $\rho_n = 1,392 \text{ kg.m}^{-3}$

*normální teplota:*  $T_N = 273,15 \text{ K}$

*teplota spalín na výstupu:*  $T = 406,450 \text{ K}$

*tlak spalín na výstupu:*  $p = 102383 \text{ Pa}$

*tlaková ztráta na straně spalín:*  $p_1 = 1354,885 \text{ Pa}$

*hustota média na kterou je vztažena provozní charakteristika ventilátoru:*  $\rho_2 = 1 \text{ kg.m}^{-3}$

*objemový průtok v efektivním stavu:*  $V = 18,4 \text{ m}^3.\text{s}^{-1}$

Rovnice pro výpočet:

*Efektivní hustota:*

$$\rho_1 = \rho_n \cdot \frac{T_N}{T} \cdot \frac{p}{p_n} \quad \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \quad (9.5.1.1)$$

*Tlaková ztráta vztažená na provozní charakteristice ventilátoru:*

$$\Delta p_{sk} = p_1 \cdot \frac{\rho_2}{\rho_1} \quad \left[ \text{Pa} \right] \quad (9.5.1.2)$$

*Objemový průtok vztažen na provozní charakteristice ventilátoru:*

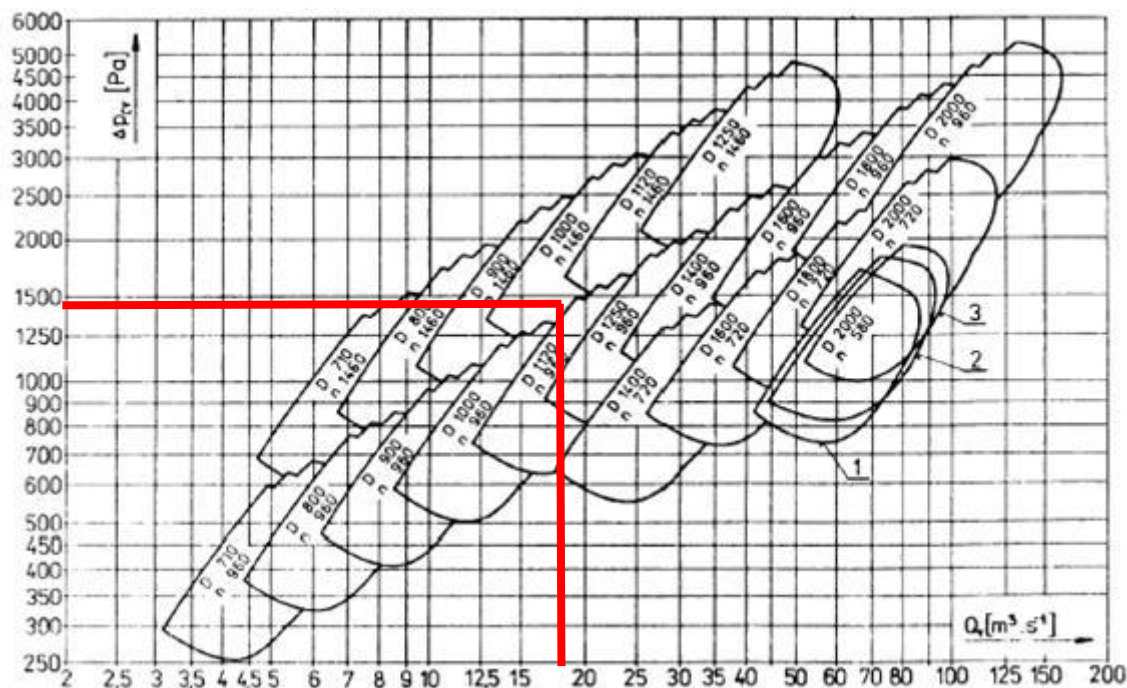
$$V_{sk} = V_1 \cdot \frac{\rho_2}{\rho_1} \quad \left[ \text{m}^3.\text{s}^{-1} \right] \quad (9.5.1.3)$$

Tabulka vypočtených hodnot:

$\rho_1 \text{ [kg/m}^3\text{]}$	$\Delta p_{sk} \text{ [Pa]}$
0,945	<b>1433,191</b>

*tab. 30. skutečná tlaková ztráta pro výběr ventilátoru*

Volím ventilátor pro překonání tlakové ztráty 1450 Pa a objemový průtok 18,6 m<sup>3</sup>/s což je efektivní hodnota pro teplotu spalín z garantovaného průtoku 12,5 m<sup>3</sup>/s. Dle následujícího obrázku vychází ventilátor o těchto parametrech: D = 1000 mm, n = 1460 ot/min.



obr.14.Charakteristika ventilátoru

## 10. Hydraulický výpočet nové sestavy kotle K3

### 10.1. Výpočet hydrostatického tlaku

Hodnoty pro výpočet:

I. Hladkotrubná část

výška trubek ve kterých voda proudí vzhůru:  $h_{tr} = 0,39 \text{ m}$

tíhové zrychlení:  $g = 9,807 \text{ m.s}^{-2}$

hustota vody teploty  $100^\circ$ :  $\rho_1 = 958 \text{ kg.m}^{-3}$

hustota vody teploty  $130^\circ$ :  $\rho_2 = 934,8 \text{ kg.m}^{-3}$

II. Stávající žebrovaná část

výška trubek ve kterých voda proudí vzhůru:  $h_{tr} = 0 \text{ m}$

tíhové zrychlení:  $g = 9,807 \text{ m.s}^{-2}$

hustota vody teploty  $100^\circ$ :  $\rho_1 = 958 \text{ kg.m}^{-3}$

hustota vody teploty  $130^\circ$ :  $\rho_2 = 934,8 \text{ kg.m}^{-3}$

III. Dodatková žebrovaná část

výška trubek ve kterých voda proudí vzhůru:  $h_{tr} = 0,39 \text{ m}$



tíhové zrychlení:  $g=9,807 \text{ m.s}^{-2}$

hustota vody teploty  $100^\circ$ :  $\rho_1=965 \text{ kg.m}^{-3}$

hustota vody teploty  $130^\circ$ :  $\rho_2= 958 \text{ kg.m}^{-3}$

Rovnice pro výpočet:

Hydrostatický tlak pro jednotlivé části:

$$\Delta p_{hi} = h_i \cdot g \cdot \frac{\rho_1 + \rho_2}{2} \quad \text{Pa} \quad (10.1.1)$$

Celkový hydrostatický tlak:

$$\Delta p_h = \sum \Delta p_{hi} \quad \text{Pa} \quad (10.1.2)$$

Tabulka vypočtených hodnot:

$\Delta p_{hI}$ [Pa]	$\Delta p_{hII}$ [Pa]	$\Delta p_{hIII}$ [Pa]	$\Delta p_h$ [Pa]
3619,595	0	5092,505	<b>8712,100</b>

tab. 31. tab. hydrostatický tlak

## 10.2. Výpočet dynamického tlaku

Hodnoty pro výpočet:

I. Hladkotrubná část

hmotnostní průtok vody:  $m= 41,67 \text{ kg.m}^{-3}$

teplota vody na vstupu:  $T_1= 373,15 \text{ K}$

teplota vody na výstupu:  $T_2= 403,15 \text{ K}$

normálová teplota:  $T_n= 273,15 \text{ K}$

hustota vody na vstupu:  $\rho_1= 958 \text{ kg.m}^{-3}$

hustota vody na výstupu:  $\rho_2= 934,8 \text{ kg.m}^{-3}$

vnitřní průměr trubky:  $d= 0,014 \text{ m}$

počet trubek:  $n= 230$

II. Stávající žebrovaná část:

hmotnostní průtok vody:  $m= 41,67 \text{ kg.m}^{-3}$

teplota vody na vstupu:  $T_1= 373,15 \text{ K}$

teplota vody na výstupu:  $T_2= 403,15 \text{ K}$

normálová teplota:  $T_n= 273,15 \text{ K}$

*hustota vody na vstupu:  $\rho_1 = 958 \text{ kg.m}^{-3}$*

*hustota vody na výstupu:  $\rho_2 = 934,8 \text{ kg.m}^{-3}$*

*vnitřní průměr trubky:  $d = 0,017 \text{ m}$*

*počet trubek:  $n = 144$*

III. Dodatková žebrovaná část:

*hmotnostní průtok vody:  $m = 41,67 \text{ kg.m}^{-3}$*

*teplota vody na vstupu:  $T_1 = 363,15 \text{ K}$*

*teplota vody na výstupu:  $T_2 = 373,15 \text{ K}$*

*normálová teplota:  $T_n = 273,15 \text{ K}$*

*hustota vody na vstupu:  $\rho_1 = 965,3 \text{ kg.m}^{-3}$*

*hustota vody na výstupu:  $\rho_2 = 962,6 \text{ kg.m}^{-3}$*

*vnitřní průměr trubky:  $d = 0,017 \text{ m}$*

*počet trubek:  $n = 144$*

Rovnice pro výpočet:

*Vnitřní průřez trubky:*

$$S_1 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad \text{[m}^2\text{]} \quad (10.2.1)$$

*Vnitřní průřez všech trubek:*

$$S = S_1 \cdot n \quad \text{[m}^2\text{]} \quad (10.2.2)$$

*Objemový tok vody:*

$$V = \frac{m}{\rho} \quad \text{[m}^3 \cdot \text{s}^{-1}\text{]} \quad (10.2.3)$$

*Rychlost proudění vody v normálním stavu:*

$$w_n = \frac{V}{S} \quad \text{[m.s}^{-1}\text{]} \quad (10.2.4)$$

*Rychlost proudění vody v efektním stavu:*

$$w_{ef} = w_n \cdot \frac{T}{T_N} \quad \text{[m.s}^{-1}\text{]} \quad (10.2.5)$$

*Dynamický tlak pro jednotlivé části:*

$$\Delta p_{di} = \left( \frac{w_{ef2}^2 \cdot \rho_2}{2} \right) - \left( \frac{w_{ef1}^2 \cdot \rho_1}{2} \right) \quad \text{[Pa]} \quad (10.2.6)$$

*Dynamický tlak všech částí:*



normálová teplota:  $T_n = 273,15 \text{ K}$

hustota vody na vstupu:  $\rho_{str} = 950 \text{ kg.m}^{-3}$

vnitřní průměr trubky:  $d = 0,017 \text{ m}$

součinitel tření:  $\lambda = 0,0294$

délka trubky ve svazku:  $L = 4,89 \text{ m}$

počet trubek:  $n = 144$

III. Dodatková žebrovaná část:

hmotnostní průtok vody:  $m = 41,67 \text{ kg.m}^{-3}$

teplota vody na vstupu:  $T_{str} = 368,15 \text{ K}$

normálová teplota:  $T_n = 273,15 \text{ K}$

hustota vody na vstupu:  $\rho_{str} = 962,6 \text{ kg.m}^{-3}$

vnitřní průměr trubky:  $d = 0,017 \text{ m}$

součinitel tření:  $\lambda = 0,0294$

délka trubky ve svazku:  $L = 6,67 \text{ m}$

počet trubek:  $n = 144$

Rovnice pro výpočet:

*Střední objemový průtok:*

$$V_{str} = \frac{m}{\rho_{str}} \quad \left[ \text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \right] \quad (10.3.1)$$

*Normálová střední rychlost proudění:*

$$w_{nstr} = \frac{V_{str}}{S} \quad \left[ \text{m} \cdot \text{s}^{-1} \right] \quad (10.3.2)$$

*Efektívní střední rychlost proudění:*

$$w_{efstr} = w_n \cdot \frac{T_{str}}{T_N} \quad \left[ \text{m} \cdot \text{s}^{-1} \right] \quad (10.3.3)$$

*Tlaková ztráta třením jednotlivých částí:*

$$\Delta p_{ti} = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{w_{str}^2}{2} \cdot \rho \quad \left[ \text{Pa} \right] \quad (10.3.4)$$

*Tlaková ztráta třením všech částí:*

$$\Delta p_t = \sum \Delta p_{ti} \quad \left[ \text{Pa} \right] \quad (10.3.5)$$

Tabulka vypočtených hodnot:

Hladkotrubná část						
$V_{str} [m^3.s^{-1}]$	$S_1 [m^2]$	$S [m^2]$	$w_{nstr} [m.s^{-1}]$	$w_{efstr} [m.s^{-1}]$	$\Delta p_{tI} [Pa]$	
0,044	0,00015	0,035	1,239	1,760	15939,882	
Stávající žebrovaná část						
$V_{str} [m^3.s^{-1}]$	$S_1 [m^2]$	$S [m^2]$	$w_{nstr} [m.s^{-1}]$	$w_{efstr} [m.s^{-1}]$	$\Delta p_{tII} [Pa]$	
0,044	0,00023	0,033	1,342	1,907	14608,210	
Dodatková žebrovaná část						
$V_{str} [m^3.s^{-1}]$	$S_1 [m^2]$	$S [m^2]$	$w_{nstr} [m.s^{-1}]$	$w_{efstr} [m.s^{-1}]$	$\Delta p_{tIII} [Pa]$	$\Delta p_t [Pa]$
0,043	0,00023	0,033	1,324	1,785	17690,584	48238,676

*tab. 33. Tlaková ztráta třením*

#### 10.4. Výpočet tlakové ztráty místní

Hodnoty pro výpočet:

I. Hladkotrubná část

*součinitel místní ztráty:  $\zeta = 2,3$*

*efektní střední rychlost proudění vody:  $w_{efstr} = 1,760 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$*

*střední hustota:  $\rho_{str} = 950 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$*

II. Stávající žebrovaná část:

*součinitel místní ztráty:  $\zeta = 2,3$*

*efektní střední rychlost proudění vody:  $w_{efstr} = 1,907 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$*

*střední hustota:  $\rho_{str} = 950 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$*

III. Dodatková žebrovaná část:

*součinitel místní ztráty:  $\zeta = 2,3$*

*efektní střední rychlost proudění vody:  $w_{efstr} = 1,785 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$*

*střední hustota:  $\rho_{str} = 962,6 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$*

Rovnice pro výpočet:

*Místní tlaková ztráta jednotlivých částí:*

$$\Delta p_{mi} = \zeta \cdot \frac{w_{efstr}^2}{2} \cdot \rho \quad [\text{Pa}] \quad (10.4.1)$$

*Místní tlaková ztráta všech částí:*

$$\Delta p_m = \sum \Delta p_{mi} \quad [\text{Pa}] \quad (10.4.2)$$

Tabulka vypočtených hodnot:

$\Delta p_{mI}$ [Pa]	$\Delta p_{mII}$ [Pa]	$\Delta p_{mIII}$ [Pa]	$\Delta p_m$ [Pa]
3385,871	3972,991	3527,327	<b>10886,189</b>

*tab. 34. tlaková ztráta místní*

## 10.5. Celková tlaková ztráta na straně vody

Hodnoty pro výpočet:

*hydrostatický tlak:  $\Delta p_h = 8712,100 \text{ Pa}$*

*dynamický tlak:  $\Delta p_d = 662,883 \text{ Pa}$*

*tlaková ztráta třením:  $\Delta p_t = 48238,676 \text{ Pa}$*

*místní tlaková ztráta:  $\Delta p_m = 10886,189 \text{ Pa}$*

Rovnice pro výpočet:

*Celková tlaková ztráta na straně vody:*

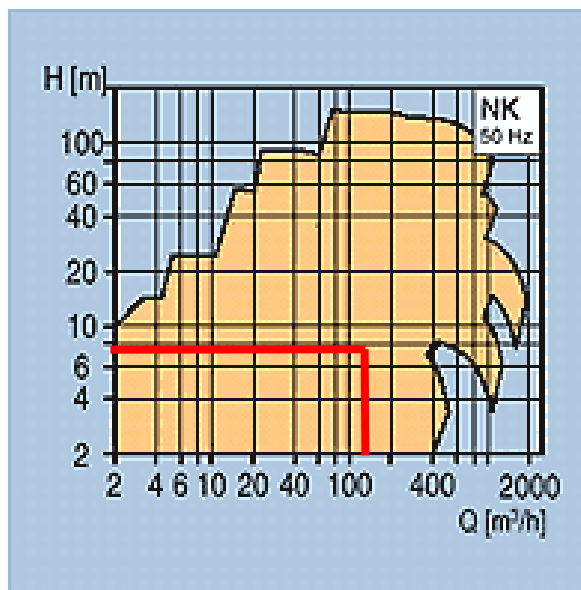
$$\Delta p_c = \Delta p_h + \Delta p_d + \Delta p_t + \Delta p_m \quad [\text{Pa}] \quad (10.5.1)$$

Vypočtená hodnota:

$\Delta p_{celk} = 68499,8484 \text{ Pa}$

## 10.6. Výběr čerpadla

Čerpadlo musí být nadimenzováno na tlakovou ztrátu cca 7000 Pa, což odpovídá výšce  $h = 7$  m a na garantovaný průtok vody  $m = 41,67$  kg/s čemuž odpovídá průtok  $Q = 155$  m<sup>3</sup>/h. Volím čerpadlo Grundfos – NK. Tento typ čerpadla je určen pro max. průtok  $Q = 2000$  m<sup>3</sup>/h, max. výšku  $h = 150$  m a pro teplotu kapaliny do 160°C.



obr.15. Charakteristika čerpadla

## 11. Závěr

Úkolem mé diplomové práce bylo tepelnými výpočty na straně spalín a na straně vody prověřit garantovanou hodnotu výkonu spalínového kotle K3 Energetiky Třinec, a. s., který využívá citelné teplo spalín za krokovou pecí. A po srovnání garantované, vypočtené a naměřené hodnoty výkonu, zvolit vhodné rozšíření výměníku tohoto spalínového kotle. Výpočtem zjištěný výkon kotle se zhruba shoduje s garantovanou hodnotou. Jelikož garančním měřením energetiky VŠB – TU Ostrava naměřený výkon tohoto spalínového kotle je cca o 1,7 MW nižší než vypočtená a garantovaná hodnota, navrhnul jsem rozšíření výměníku dodatkovou plochou o výkonu 1,7 MW, aby konečný výkon kotle splňoval garantovanou hodnotu jak na straně vody, tak na straně spalín. Po provedení výpočtů aerodynamických a hydraulických ztrát jsem navrhl spalínový ventilátor a čerpadlo.

Náhradní teplosměnnou plochu jsem umístil pod stávající výměník a použil v ní nerezové žebrované trubky. Celková plocha náhradní části výměníku je 672 m<sup>2</sup>, délka žebrovaných trubek vyšla cca 750 m.

V přiložené výkresové dokumentaci jsem naznačil konstrukční řešení jak dodatkové plochy výměníku, tak celé sestavy kotle. Veškeré výpočty jsem prováděl v programu Microsoft Office Excel 2007



## **12. Seznam použité literatury**

- [1] Krbek. J.: Strojní zařízení tepelných centrál. Brno. 1999
- [2] Ražnjevič. K.: Termodynamické tabulky. Zagreb. 1975
- [3] Dlouhý. T.: Výpočty kotlů a spalínových výměníků. Praha. 2005
- [4] Černý. V.: Parní kotle a spalovací zařízení. Praha. 1975
- [5] Leinveber. J. : Strojnické tabulky. Praha. 1999
- [7] Noskievič. P.: Spalovací zařízení. Ostrava. 2003
- [6] [www.trz.cz](http://www.trz.cz)